

ベローズのねじり座屈解析

1988年8月

動力炉・核燃料開発事業団

大洗工学センター

複製又はこの資料の入手については、下記にお問い合わせください。

〒311-13 茨城県東茨城郡大洗町成田町4002

動力炉・核燃料開発事業団

大洗工学センター システム開発推進部・技術管理室

Enquires about copyright and reproduction should be addressed to: Technology Management Section O-arai Engineering Center, Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation 4002 Narita-cho, O-arai-machi, Higashi-Ibaraki, Ibaraki-ken, 311-13, Japan

動力炉・核燃料開発事業団 (Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation)

ペローズのねじり座屈解析

月森 和之*，岩田 耕司*

石渡 俊**，井上 泰幸***

要 旨

ペローズ継手は機器，配管引廻しのコンパクト化に有効な手段であり，事業団において高速炉プラントへの適用成立性に関する研究開発を行ってきた。本来，ペローズはねじり負荷がかからぬように設計されるべきであり，通常，ハードウェアによってねじりを受けないよう保護されている。しかしながら実際にはピン部のガタ，ハードウェアの変形等ねじりの要因は存在するため，これを設計上明確に抑えることは設計，製作における信頼性向上の面からも有効と考えられる。

このような観点に立ち，ペローズのねじり座屈について理論，数値解析の両面からパラメトリックな検討を行った。数値解析にはFINASに新しく開発された3節点軸対称シェル調和級数要素(NAXSHEL3)を用いて，弾性座屈固有値解析を行った。

その結果，理論解析と数値解析は幅広い形状範囲で良く一致し，設計規定の中に具体的に反映する見通しを得た。

*大洗工学センター構造工学室

**センチュリリサーチセンタ(株)

***ニュークリア・データ(株)

Torsional Buckling Analysis of Bellows

Kazuyuki Tsukimori * , Koji Iwata * ,
Shun Ishiwata ** and Yasuyuki Inoue ***

Abstract

PNC has proceeded the feasibility study in respect of the bellows expansion joint for FBR pipings because the expansion point is an effective measure to rationalize various piping systems. Essentially bellows should be designed not to be subjected to torsional loads and usually bellows is protected by hardware not to move in the direction of torsion. Actually, however, there are some sources of torsional deformation, e.g. the clearance of bearing structure, the deformation of hardware etc. Therefore it must be available to limit the torsional displacement of bellows clearly in view of improvement of reliability in design and fabrication.

The torsional buckling behavior of bellows was investigated with both theory and numerical analysis. The new element, 3-mode axisymmetric shell harmonic series element (NAXSHEL3) which was developed in the FINAS finite element computer program, was used for the buckling eigen value analysis.

The numerical solutions corresponded to the theory very well in a wide range of dimensions and number of convolutions. Based on these results the framework of the design rule related to the torsion of bellows was drawn.

*Structural Engineering Section, Ooarai Engineering Center,

Century Research Center Corporation, *Nuclear Data Corporation

目 次

1.	緒言	1
2.	ベローズのねじり座屈の理論的な扱い	2
3.	ねじりを受けるベローズの弾性限界	9
4.	ねじりを受けるベローズの強度評価	10
5.	F I N A Sによるベローズのねじり座屈解析	12
6.	結言	46
付録		
I.	ジンバル型ベローズ継手において発生するねじり	47
II.	ねじりと軸力（圧力）の組合せ荷重下でのベローズの座屈	50
III.	入力データサンプル（ケース1-6）	58
	参考文献	61

Table List

Table 5-1	Cases of Analysis -----	14
Table 5-2	Boundary Conditions -----	15
Table 5-3	Eigen Values (λ) -----	16
Table 5-4	Axial Spring Rate (fiu) -----	16
Table 5-5	Results of Analysis -----	17
Table II-1	Analysis Results of Combined Buckling by Axial Compression and Torsion -----	55

Figure List

Fig. 2- 1	Torsional Buckling Deflection Curves for Round Rods with Fixed Ends -----	6
Fig. 2- 2	Assumed Torsional Deflection Curve for Y-Direction of Fix Ended Bellows -----	7
Fig. 2- 3	Assumed Torsional Deflection Curve for Z-Direction of Fix Ended Bellows -----	8
Fig. 4- 1	Strength of Bellows with Applied Torsional Loadings -----	11
Fig. 5- 1	Shape of Bellows -----	18
Fig. 5- 2	Finite Element Mesh of the First Convolution -----	19
Fig. 5- 3	Boundary Conditions and Loading Condition -----	20
Fig. 5- 4	Torsional Moment VS Number of Convolutions (Case No. 1- 1 ~ 1 - 6) -----	21
Fig. 5- 5	Torsional Moment VS Number of Convolutions (Case No. 2 - 1 ~ 2 - 3) -----	22
Fig. 5- 6	Torsional Moment VS Number of Convolutions (Case No. 3 - 1 ~ 3- 3) -----	23
Fig. 5 - 7 (a)	Buclking Mode 1 (Case No. 1 - 1) -----	24
Fig. 5 - 7 (b)	Buclking Mode 2 (Case No. 1 - 1) -----	24
Fig. 5 - 8 (a)	Buclking Mode 1 (Case No. 1 - 2) -----	25
Fig. 5 - 8 (b)	Buclking Mode 2 (Case No. 1 - 2) -----	25
Fig. 5 - 9 (a)	Buclking Mode 1 (Case No. 1 - 3) -----	26
Fig. 5 - 9 (b)	Buclking Mode 2 (Case No. 1 - 3) -----	26
Fig. 5 - 10(a)	Buclking Mode 1 (Case No. 1 - 4) -----	27
Fig. 5 - 10(b)	Buclking Mode 2 (Case No. 1 - 4) -----	28
Fig. 5 - 11(a)	Buclking Mode 1 (Case No. 1 - 5) -----	29
Fig. 5 - 11(b)	Buclking Mode 2 (Case No. 1 - 5) -----	30
Fig. 5 - 12(a)	Buclking Mode 1 (Case No. 1 - 6) -----	31
Fig. 5 - 12(b)	Buclking Mode 2 (Case No. 1 - 6) -----	32
Fig. 5 - 13(a)	Buclking Mode 1 (Case No. 2 - 1) -----	33
Fig. 5 - 13(b)	Buclking Mode 2 (Case No. 2 - 1) -----	33
Fig. 5 - 14(a)	Buclking Mode 1 (Case No. 2 - 2) -----	34
Fig. 5 - 14(b)	Buclking Mode 2 (Case No. 2 - 2) -----	35
Fig. 5 - 15(a)	Buclking Mode 1 (Case No. 2 - 3) -----	36
Fig. 5 - 15(b)	Buclking Mode 2 (Case No. 2 - 3) -----	37
Fig. 5 - 16(a)	Buclking Mode 1 (Case No. 3 - 1) -----	38

Fig. 5 - 16(b)	Buclking Mode 2 (Case No. 3 - 1)	-----	39
Fig. 5 - 17(a)	Buclking Mode 1 (Case No. 3 - 2)	-----	40
Fig. 5 - 17(b)	Buclking Mode 2 (Case No. 3 - 2)	-----	41
Fig. 5 - 18(a)	Buclking Mode 1 (Case No. 3 - 3)	-----	42
Fig. 5 - 18(b)	Buclking Mode 2 (Case No. 3 - 3)	-----	43
Fig. 5 - 19(a)	Buclking Mode 1 (Case No. 4 - 1)	-----	44
Fig. 5 - 19(b)	Buclking Mode 2 (Case No. 4 - 1)	-----	44
Fig. 5 - 20(a)	Buclking Mode 1 (Case No. 5 - 1)	-----	45
Fig. 5 - 20(b)	Buclking Mode 2 (Case No. 5 - 1)	-----	45
Fig. I - 1	Movements of Gimbal-Type Expansion Joint	-----	49
Fig. II - 1	Analysis Results of Combined Buckling by Axial Compression and Torsion	-----	55
Fig. II - 2	Buckling Analysis of Cylinder under Axial Compression	-----	56
Fig. II - 3	Buckling Analysis of Bellows under Axial Compression	-----	57
Fig. III - 1	Input Data Sample(Case No. 1 - 6)	-----	58

1. 緒言

ベローズ継手は機器、配管引廻しのコンパクト化に有効な手段であり、事業団において高速炉プラントへの適用成立性に関する研究開発を昭和58年度から昭和62年度にかけて実施してきた。本報告書は、ベローズにねじり負荷がかかる場合を対象に検討を行った結果をまとめたものである。

本来、ベローズはねじり負荷がかからぬように設計されるべきであり、通常、ハードウェアによってねじりを受けないよう保護されている。しかしながら、実際にはピン部のガタ、ハードウェアの変形等ねじりの要因は存在する。また、ジンバルタイプのベローズ継手において交叉する2つの回転軸回りの回転角がほぼ等しい場合、吸収する曲げ角度の2乗オーダーのねじりが発生する（付録I参照）。このようなねじりに対して、設計上明確な制限規定を設けることは設計、製作における信頼性向上の面からも有効である。

しかしながら、ベローズのねじりに関する研究例はあまり多くは見られない。四半世紀以上前にNewellがベローズに関する研究を行っており、その中でベローズの弾性ねじり座屈の理論解を示しているが¹⁾、試験や数値解析によってこれを確認した例はないように思われる。米国のかかなり実用的な設計ガイドであるEJMAスタンダード²⁾には、ねじり応力の制限式が与えられているが、これはねじり座屈を押える規定ではない。また、この式は、実際とは合わないことが指摘されている³⁾。ベローズのねじり座屈試験の例としてはJT-60に使用される溶接ベローズに関するものがある⁴⁾。これは、電磁力によってポートにねじりモーメントが発生するために接続された溶接ベローズのねじりに対する強度が検討課題となった事例であるが、解析的には十分な評価はなされていない。数値解析の事例としては、リング要素によるものがあるが⁵⁾、理論や試験との比較検討はなされていない。

本研究では、ベローズのねじり強度評価に関し、理論、数値解析の両面からパラメトリックな検討を行った。数値解析にはFINASに新しく開発された“3節点軸対称シェル調和級数要素(NAXSHEL3)”⁶⁾を用い、弾性座屈固有値解析を実施した。

その結果、理論解析と数値解析は幅広い形状範囲で良く一致することが確認され、設計規定として具体的反映の見通しが得られた。

2. ベローズのねじり座屈の理論的な扱い

ベローズはねじりによって螺旋状のたわみを生じて座屈する。このようなたわみのもとでは全体のねじれ角は個々のコンポリューションの曲げによって吸収される。

Newellは、次の釣合い式から出発して、端部の傾きを拘束した場合の座屈のたわみ曲線を求めている。¹⁾

$$E I \frac{d^2 v}{d x^2} = -M_t \frac{d w}{d x} + M_{Fy} \quad (2-1)$$

$$E I \frac{d^2 w}{d x^2} = M_t \frac{d v}{d x} + M_{Fz} \quad (2-2)$$

ここで、 $E I$: ベローズの曲げ剛性

M_t : ねじりモーメント

x : 軸方向座標

v, w : 軸に直交する2方向 y, z に対応するたわみ

M_{Fy}, M_{Fz} : 端部の軸芯の傾きを拘束することによって生じる z 軸, y 軸まわりのモーメント

(Fig. 2-1 参照)

式 (2-1), (2-2) を次の様書き改める。

$$v'' = -\alpha w' + \beta_1 \quad (2-3)$$

$$w'' = \alpha v' + \beta_2 \quad (2-4)$$

但し、

$$\alpha = \frac{M_t}{E I} \quad (2-5)$$

$$\beta_1 = \frac{M_{Fy}}{E I}, \quad \beta_2 = \frac{M_{Fz}}{E I} \quad (2-6 \quad a, b)$$

式 (2-3), (2-4) を1回積分すると、

$$v' = -\alpha w + \beta_1 x + \tau_1 \quad (2-7)$$

$$w' = \alpha v + \beta_2 x + \tau_2 \quad (2-8)$$

τ_1, τ_2 は積分定数。

式 (2-7), (2-8) を、式 (2-3), (2-4) に代入すると v と w は分離される。

$$v'' = -\alpha^2 v - \alpha \beta_2 x + \beta_1 - \alpha \tau_2 \quad (2-9)$$

$$w'' = -\alpha^2 w + \alpha \beta_1 x + \beta_2 + \alpha \tau_1 \quad (2-10)$$

これらの微分方程式の一般解は、

$$v = A_1 \sin(\alpha x + \phi_1) - \frac{\beta_2}{\alpha} x + \frac{1}{\alpha^2} (\beta_1 - \alpha \tau_2) \quad (2-11)$$

$$w = A_2 \sin(\alpha \chi + \phi_2) + \frac{\beta_1}{\alpha} \chi + \frac{1}{\alpha^2} (\beta_2 + \alpha \gamma_1) \quad (2-12)$$

式(2-11), (2-12)を次の形に置き換える。

$$v = B_1 \{ \sin(\alpha \chi + \phi_1) + C_1 \chi + D_1 \} \quad (2-13)$$

$$w = B_2 \{ \cos(\alpha \chi + \phi_2) + C_2 \chi + D_2 \} \quad (2-14)$$

ここで、曲げモーメントの最大値、言い換えると曲率の最大値は χ の値によらず一定と仮定する。この仮定は、実験から得られるひずみの分布及び最大値からも妥当と考えられる。⁴⁾

$$(v'')^2 + (w'')^2 = \text{const.} \quad (2-15)$$

即ち

$$v'' v''' + w'' w''' = 0 \quad (2-16)$$

式(2-13), (2-14)から、

$$v' = B_1 \{ \alpha \cos(\alpha \chi + \phi_1) + C_1 \} \quad (2-17)$$

$$w' = B_2 \{ -\alpha \sin(\alpha \chi + \phi_2) + C_2 \} \quad (2-18)$$

$$v'' = -\alpha^2 B_1 \sin(\alpha \chi + \phi_1) \quad (2-19)$$

$$w'' = -\alpha^2 B_2 \cos(\alpha \chi + \phi_2) \quad (2-20)$$

$$v''' = -\alpha^3 B_1 \cos(\alpha \chi + \phi_1) \quad (2-21)$$

$$w''' = \alpha^3 B_2 \sin(\alpha \chi + \phi_2) \quad (2-22)$$

式(2-16)に代入すると、

$$B_1^2 \sin(\alpha \chi + \phi_1) \cos(\alpha \chi + \phi_1) - B_2^2 \sin(\alpha \chi + \phi_2) \cos(\alpha \chi + \phi_2) = 0 \quad (2-23)$$

更に

$$B_1^2 \sin 2(\alpha \chi + \phi_1) - B_2^2 \sin 2(\alpha \chi + \phi_2) = 0 \quad (2-24)$$

ここで

$$\phi_2 = \phi_1 + \delta \quad (2-25)$$

とおくと、

$$(B_1^2 - B_2^2 \cos 2\delta) \sin 2(\alpha \chi + \phi_1) - B_2^2 \sin 2\delta \cos 2(\alpha \chi + \phi_1) = 0 \quad (2-26)$$

式(2-26)が任意の χ について常に成立するためには、

$$B_1^2 - B_2^2 \cos 2\delta = 0, \quad B_2^2 \sin 2\delta = 0 \quad (2-27 a, b)$$

$$(B_2 \neq 0)$$

従って、

$$\delta = 0, \pi, \dots, \quad B_1 = \pm B_2 \quad (2-28)$$

式(2-28)から、 $\phi_1 = \phi_2 = \phi$, $B_1 = B_2 = B$ とすると、式(2-13), (2-14)は、

$$v = B \{ \sin(\alpha \chi + \phi) + C_1 \chi + D_1 \} \quad (2-29)$$

$$w = B \{ \cos(\alpha \chi + \phi) + C_2 \chi + D_2 \} \quad (2-30)$$

ベローズの境界条件を考えると、 $\chi = 0$ において、

$$v = v' = w = w' = 0 \quad (\chi = 0) \quad (2-31)$$

式(2-31)を式(2-29), (2-30)に用いると,

$$D_1 = -\sin \phi, \quad C_1 = -\alpha \cos \phi \quad (2-32 a, b)$$

$$D_2 = -\cos \phi, \quad C_2 = \alpha \sin \phi \quad (2-33 a, b)$$

式(2-29), (2-30)は,

$$v = B \{ \sin(\alpha \chi + \phi) - \alpha \cos \phi \cdot \chi - \sin \phi \} \quad (2-34)$$

$$w = B \{ \cos(\alpha \chi + \phi) + \alpha \sin \phi \cdot \chi - \cos \phi \} \quad (2-35)$$

ここで, Newellは, モード形状の推測から, 次の条件を与えている (Fig. 2-2, Fig. 2-3 参照)。

$$v = 0 \quad \left(\chi = \frac{L}{2} \right) \quad (2-36)$$

$$\frac{L}{2} \alpha + \phi = 2\pi \quad (2-37)$$

式(2-34)から,

$$\frac{L}{2} \alpha \cos \phi + \sin \phi = 0 \quad (2-38)$$

従って,

$$\tan \phi = - (2\pi - \phi) \quad (2-39)$$

これを解くと,

$$\phi = 0.5695\pi \quad (2-40)$$

従って,

$$\alpha = 2.861 \frac{\pi}{L} \quad (2-41)$$

式(2-5)と式(2-41)から, 座屈を生じるトルク T_{cr} は,

$$\begin{aligned} T_{cr} = M_t &= 2.861\pi \frac{EI}{L} \quad \left(EI = \frac{f_{iu} \cdot d_p^2 \cdot q}{8} \right) \\ &= \underline{\underline{0.3576\pi \frac{f_{iu} \cdot d_p^2}{N}}} \quad (2-42) \end{aligned}$$

一方, 座屈前のねじりモーメント T とねじれ角 θ^{Tot} の関係は次式で与えられる。³⁾

$$\theta^{Tot} = \frac{4L_d}{\pi G t d_p^3} T \times N \quad (N \text{山分}) \quad (2-43)$$

式(2-42)を(2-43)に代入すると, 座屈時のねじれ角 θ_{cr} は,

$$\theta_{cr} = \underline{\underline{\frac{1.4305}{G t d_p} f_{iu} \cdot L_d}} \quad (2-44)$$

ここで, f_{iu} : ベローズ1山当りの軸方向ばね定数

d_p : ベローズピッチ径 ($d_p = d + H$)

q : ベローズピッチ

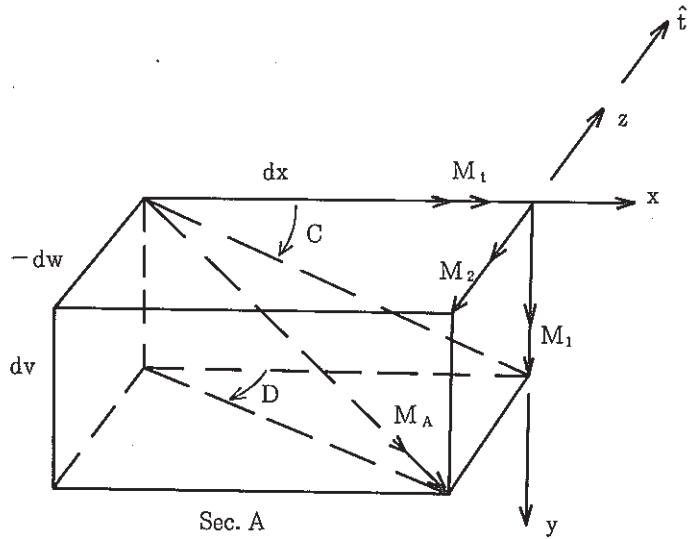
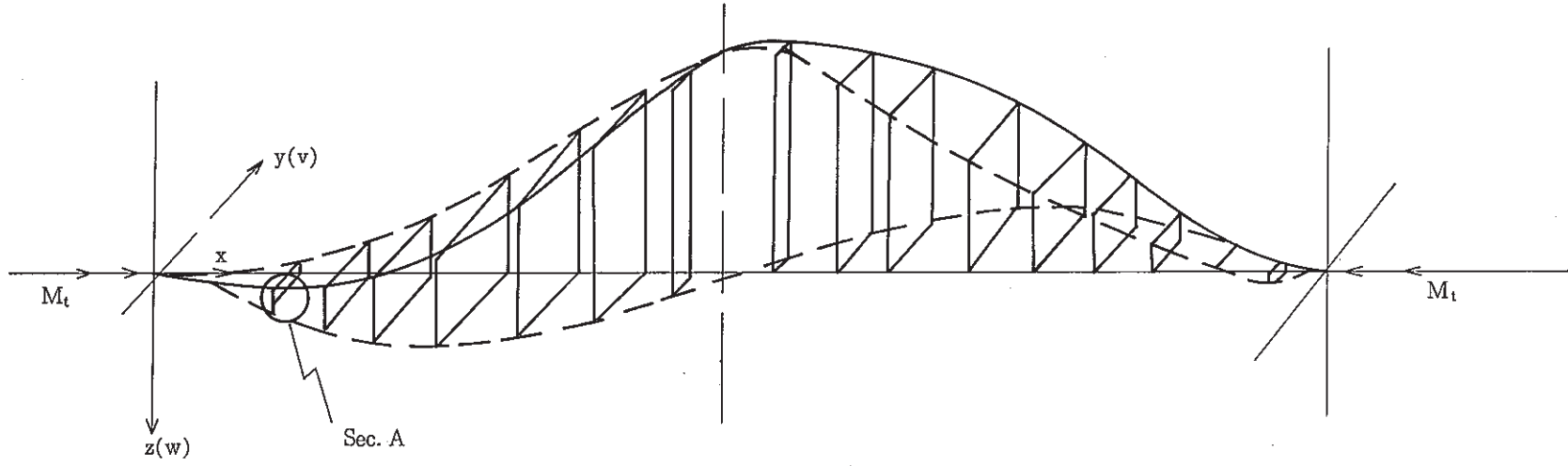
L_0 : ベローズ 1 山の子午線方向展開長さ

t : 板厚

N : 山数

G : 横弾性係数

式 (2-44) からわかるように、ベローズ全体の限界ねじり角は山数によらず一定である。



For Small Deflections

$$M_A = M_t$$

$$M_{xz} = M_1 = M_t \tan C = \frac{dv}{dx} M_t$$

$$M_{xy} = M_2 = M_t \tan D = -\frac{dw}{dx} M_t$$

Fig. 2 - 1 Torsional Buckling Deflection Curves for Round Rods with Fixed Ends

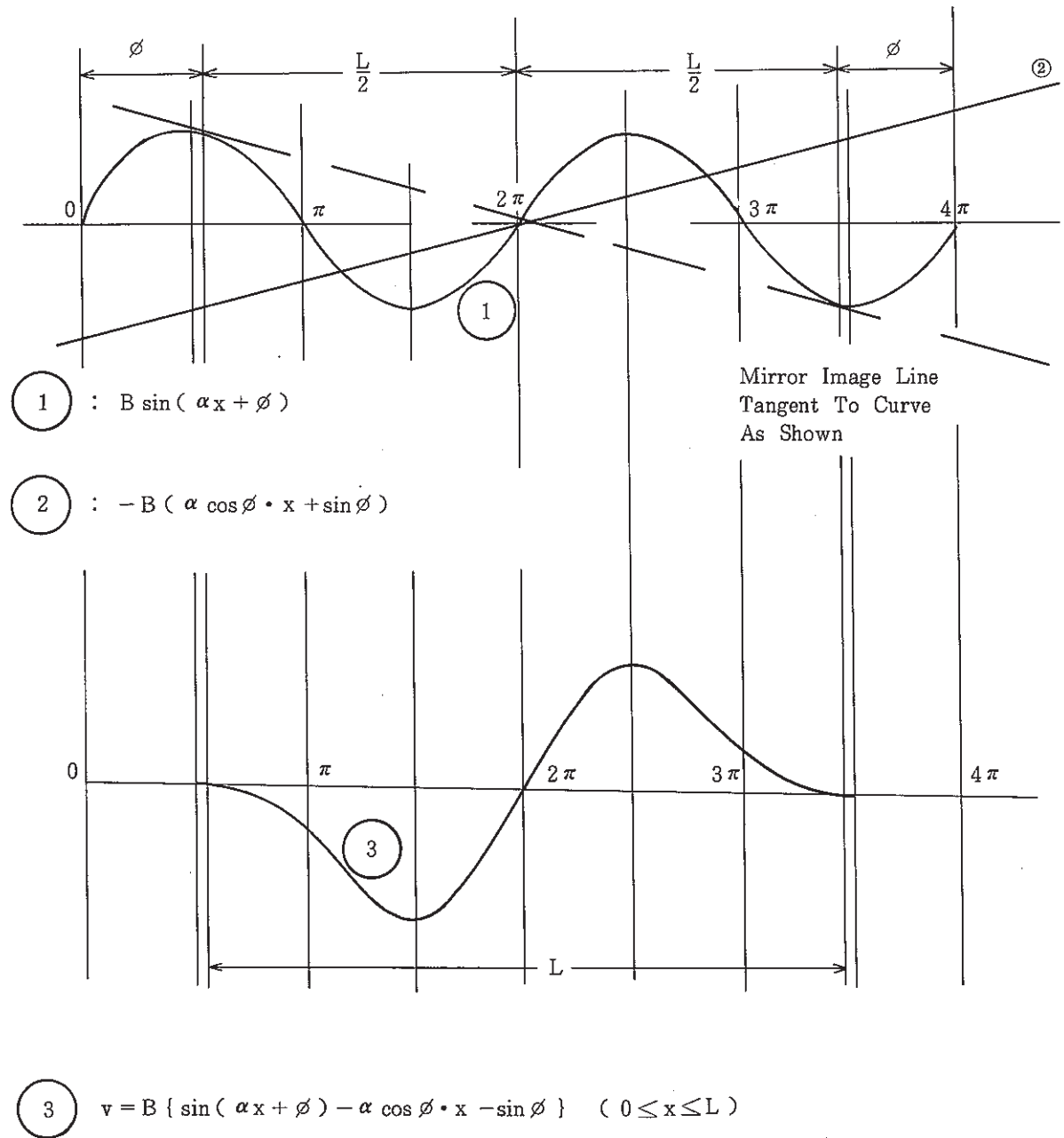


Fig. 2 - 2 Assumed Torsional Deflection Curve for Y-Direction of Fix Ended Bellows

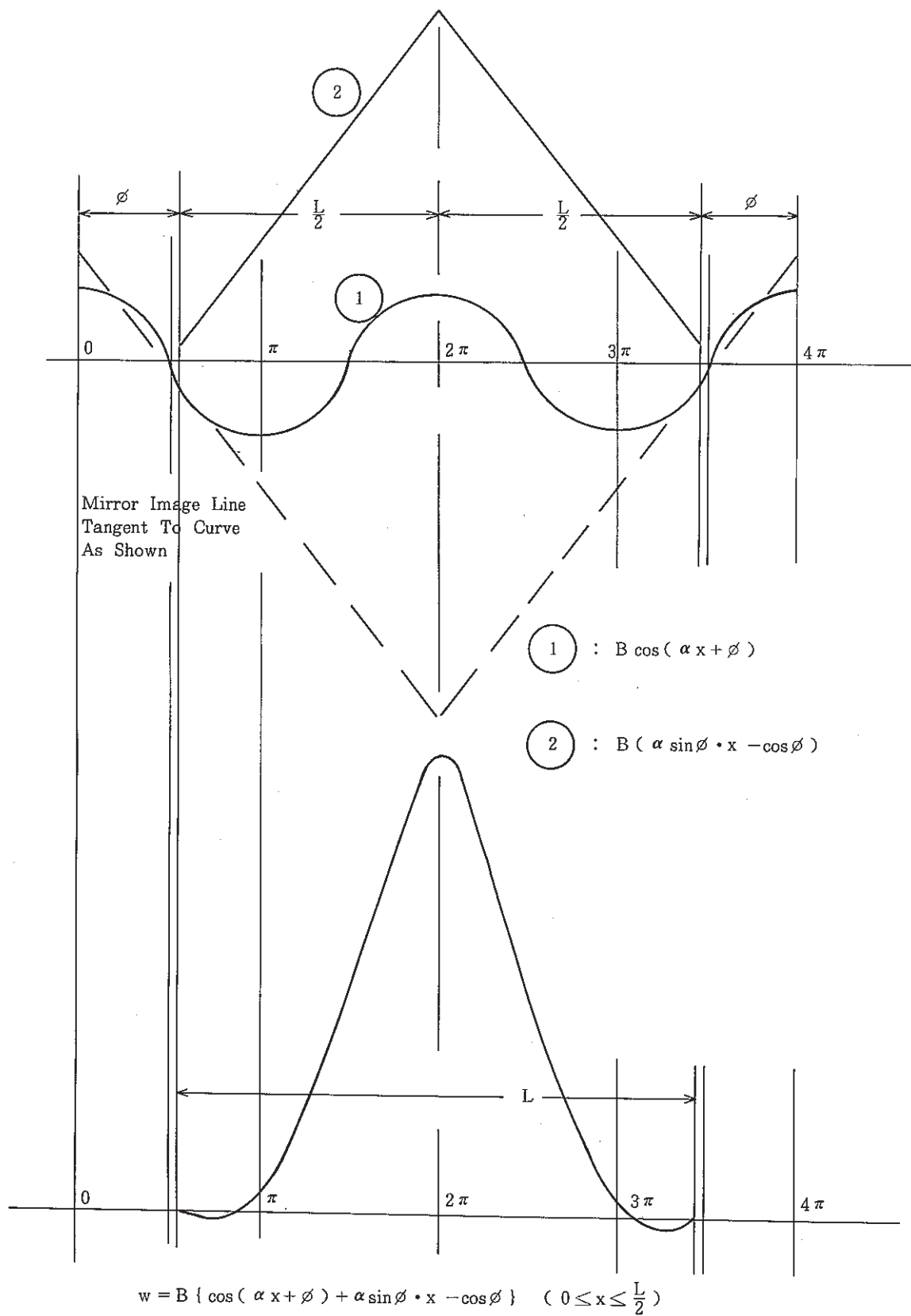


Fig. 2 - 3 Assumed Torsional Deflection Curve for Z-Direction of Fix Ended Bellows

3. ねじりを受けるペローズの弾性限界

ねじりモーメント T を受けるペローズに発生する最大せん断応力は次式で与えられる。³⁾

$$\tau_{\max} = \frac{2T}{\pi t d^2} \quad (3-1)$$

あるいは,

$$\tau_{\max} = \frac{G d_p^3}{2 L_d \cdot N \cdot d^2} \theta^{\text{Tot}} \quad (3-2)$$

ここで, τ_{\max} : 最大せん断応力 (谷部平均)

t : 板厚

d : ペローズ谷径

d_p : ペローズピッチ径 ($d_p = d + H$)

L_d : ペローズ1山の子午線方向展開長さ

N : 山数

G : 横弾性係数

θ^{Tot} : ペローズのねじれ角

次の von-Mises の降伏判定を用いる。

$$f = \frac{3}{2} s_{ij} s_{ij} - \sigma_y^2 = 0 \quad (3-3)$$

(s_{ij} : 偏差応力成分)

純ねじりの場合は, 降伏限界せん断応力は,

$$\tau_{cr} = \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_y \quad (3-4)$$

ここで, σ_y は降伏応力である。

式 (3-4) を式 (3-1), (3-2) に用いると,

$$Ty = \frac{\pi t d^2}{2\sqrt{3}} \sigma_y \quad (3-5)$$

$$\theta_y = \frac{2 L_d N d^3}{\sqrt{3} G d_p^3} \sigma_y \quad (3-6)$$

ここで, Ty : 弾性限界 (降伏時) のトルク

θ_y : 弾性限界でのねじり角

4. ねじりを受けるベローズの強度評価

ベローズは通常、原則としてねじり変形を許容しない。従って、ハードウェアのピン構造部のクリアランス等によるねじり変形をある限度に押えるような配慮が必要である。弾性座屈ねじり角と弾性限界ねじり角を与える式(2-44)と式(3-6)を再記すると、

$$\theta_{cr} = \frac{1.4305 f_{iu} \cdot L_d}{G t d_p} \quad (\text{弾性座屈}) \quad (4-1a)$$

$$\theta_y = \frac{1.1547 \cdot L_d \cdot d^3 \cdot \sigma_y}{G d_p^3} N \quad (\text{弾性限界}) \quad (4-1b)$$

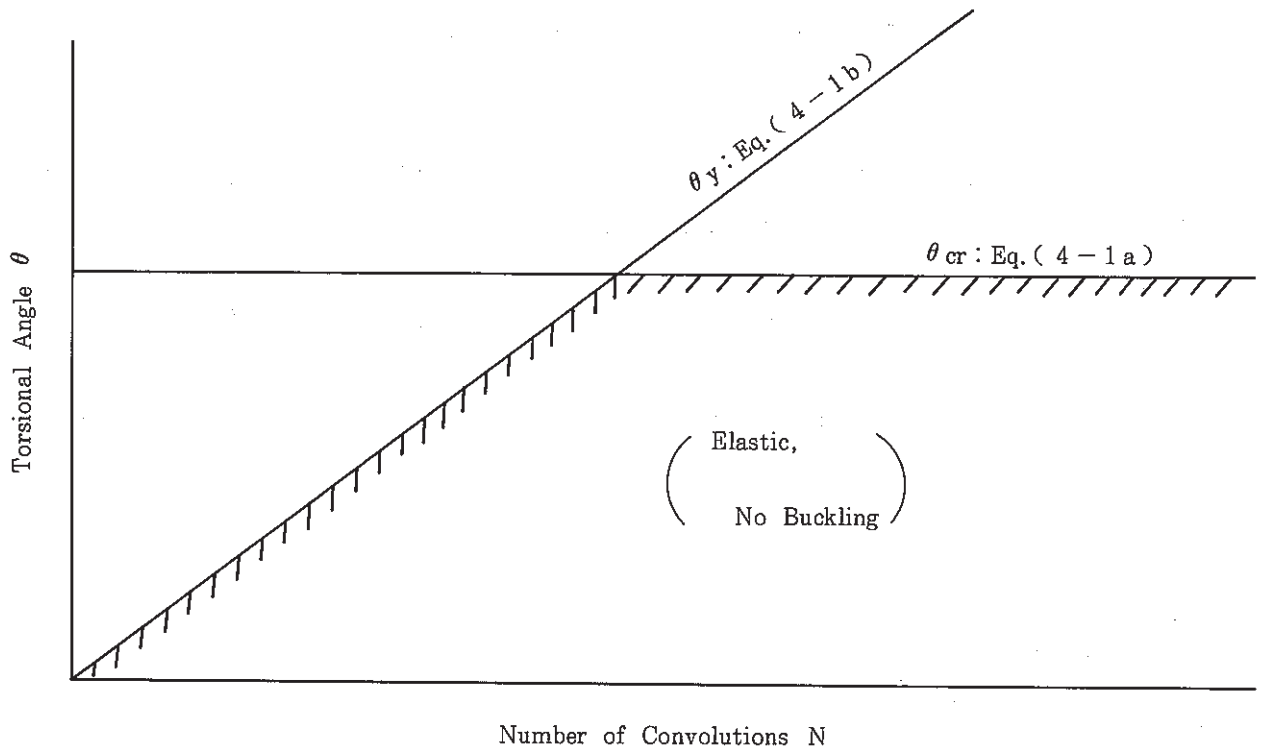
ベローズを自立させて使用する場合は、ベローズに負荷されるねじりモーメントをある限度に押える必要がある。弾性座屈トルクと弾性限界トルクを与える式(2-42)、式(3-5)を再記すると、

$$T_{cr} = 1.1234 \frac{f_{iu} d_p^2}{N} \quad (\text{弾性座屈}) \quad (4-2a)$$

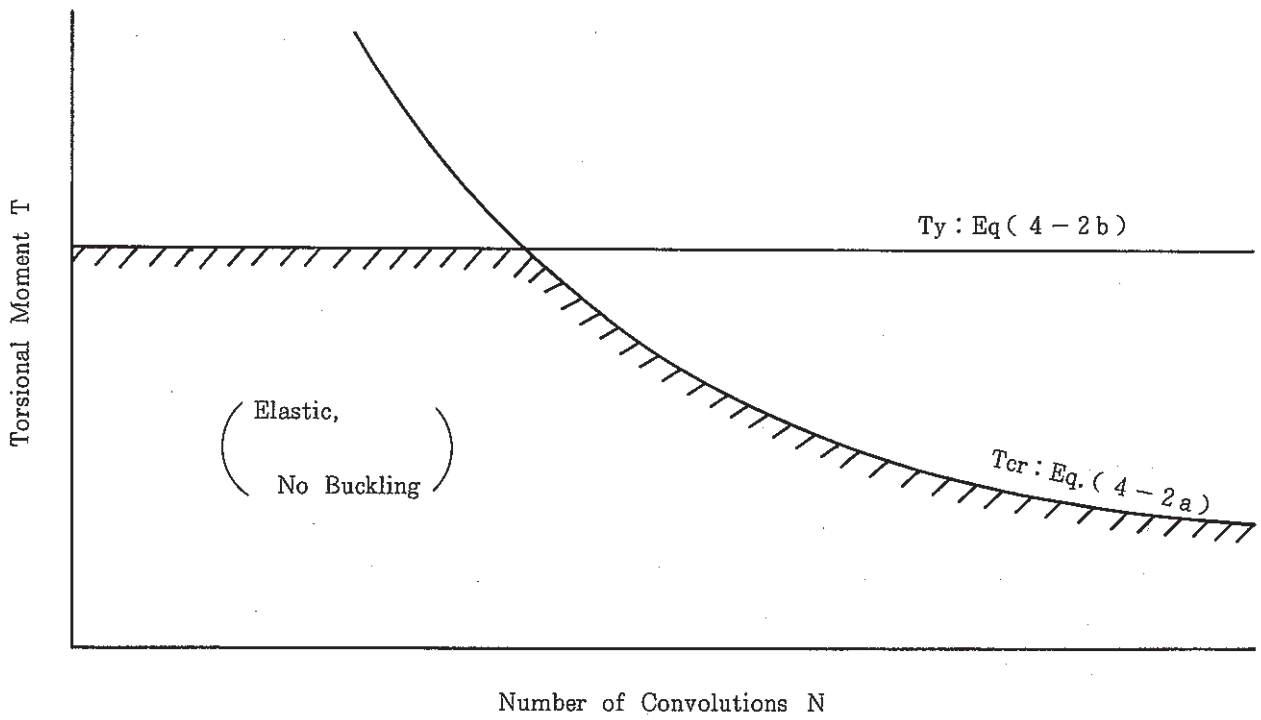
$$T_y = \frac{\pi t d^2 \sigma_y}{3.4641} \quad (\text{弾性限界}) \quad (4-2b)$$

以上は、ベローズのねじりについて、塑性崩壊、座屈の2つの観点から評価したものである。式(4-1a, b)と式(4-2a, b)の概念を図式化するとFig. 4-1の様になる。

これらは、ねじりを受けるベローズの強度評価の基本的な考え方と言える。実際の設計では、圧力や曲げなどとの組合せ負荷状態となることが多い。また、塑性やクリープの影響を考慮して上記の評価値を割引く必要がある。付録IIにNewell¹⁾が、Beckの研究から引用しているねじりと軸力(圧力)との組合せ負荷の座屈の評価法を示す。



(1) Limitation of Torsional Angle



(2) Limitation of Torsional Moment

Fig. 4 - 1 Strength of Bellows with Applied Torsional Loadings

5. FINAS によるペローズのねじり座屈解析

(1) はじめに

第2章に示したペローズのねじり座屈理論式を評価し、ねじりに関する強度評価法策定の見通しを得るために、有限要素法による弾性座屈固有値解析を行う。

解析対象としては、FBR配管用ペローズ継手開発目標となった42インチ口径のペローズのコンポリューション寸法・形状を中心とするが、更に評価法の適用性を量るために広く形状パラメータを設定する。

解析にはFINAS⁷⁾を用い、要素モデルとしては“3節点軸対称シェル調和級数要素(NAXSHEL3)”⁶⁾を用いる。

(2) 解析モデル

解析するペローズのコンポリューション寸法・形状は3種類、山数は5～30の範囲で選定する。また、一部については端部拘束の影響を含む。

モデル形状及び解析ケースの一覧をFig. 5-1, Table 5-1に示す。

ペローズ1山当りの要素数は48とする。Fig. 5-2に第1山目の要素分割図を示す。

(3) 材料定数

ペローズの材料はSUS316とし、室温20℃の値を用いる。

縦弾性係数 : $E = 1.98 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$

ポアソン比 : $\nu = 0.266$

(4) 調和級数の次数

調和級数の次数は $m = 1$ とする。即ち、変位について見ると、次式を仮定することになる。

$$\{u\} = \{u\}^0 + \{u\}^1 \sin \theta + \{u\}^2 \cos \theta$$

ここで、

$\{u\}$: 節点変位ベクトル

$\{u\}^0$: 0次節点変位ベクトル成分

$\{u\}^1, \{u\}^2$: 1次節点変位ベクトル成分

θ : 周方向角度

(5) 境界条件

解析モデルの境界条件をTable 5-2及びFig. 5-3に示す。ケース4-1, 5-1では端部拘束の影響を見るために、端部の半径方向変位を拘束している。

図表中、 u_R は半径方向変位、 u_z は軸方向変位、 u_θ は周方向変位、そして β は子午線方向たわみ角を表わす。

(6) 負荷条件

負荷条件をFig. 5-3に示す。各モデル上部周方向に荷重 F_θ を与える。 F_θ とねじりモーメント M_t の関係は、

$$M_t = \frac{d}{2} F_\theta$$

であり、本解析では、

$$F_\theta = 10^6 \text{ kg}$$

とする。

(7) 理論式による評価

理論式(4-2a), (4-2b)を用いる。

ペローズの1山当りの軸方向ばね定数 f_{iu} としては、EJMAスタンダード²⁾によって計算したものと、数値解析によるものを使用する。

式(4-2b)の中の降伏応力としては、室温における次の設計降伏点³⁾を用いる。

$$\sigma_y = 21.0 \text{ kg/mm}^2 \quad (\text{SUS316})$$

(8) 解析結果

解析から得られた1次及び2次座屈モードに対応する固有値をTable 5-3に示す。解析及びEJMAスタンダードから求めた1山当りの軸方向ばね定数 f_{iu} をTable 5-4に示す。EJMAによる評価はFEMの結果よりも若干低めであり、板厚、コンポリューションの大きさが大きくなるに従い、その差は大きくなっている。

Table 5-5は、解析及び理論から求めた各ケースのねじり座屈モーメントと弾性限界を与えるねじりモーメントを示している。またFig. 5-4~Fig. 5-6は、これをFig. 4-1に倣って図示したものである。Fig. 5-7~Fig. 5-20は、各ケースの1次と2次の座屈モードを示している。なお、モード図はポストプロセッサのICAN⁹⁾を使用し、子午線方向の節点を10ヶおきに、また周方向には全周を40分割し、180°分をプロット出力している。

Table 5-5及びFig. 5-4~Fig. 5-6からわかるように解析による f_{iu} を用いた理論解は、座屈解析結果と良く一致する。EJMAスタンダードによる f_{iu} を用いた理論解は、Table 5-4の結果からわかるように解析よりも低めとなるが安全側の評価である。

Fig. 5-7~Fig. 5-20のモード図から、ペローズの軸心がうねり、曲げが支配的な変形形状となることが良くわかる。Fig. 5-8とFig. 5-19, Fig. 5-20の比較から、端部拘束の影響により、わずかにモード形状が異なることがわかるが、Table 5-5を見てわかるようにねじり座屈荷重自体はほとんど差異はない。ケース5-1がケース1-2, 4-1よりもわずかに小さくなっているが、これは短管長さ分だけ端部の剛性が低下したためと考えられる。

Table 5 - 1 Cases of Analysis

case No.	Convolution Dimensions (mm)				Number of Convolutions N	Length of End Tangent b (mm)	
	Diameter : d	Pitch : q	Height : H	Thickness : t			
1 - 1	1100	50	60	2	5	/	
1 - 2					10		
1 - 3					15		
1 - 4					20		
1 - 5					25		
1 - 6					30		
2 - 1		100	120	4	10		
2 - 2					20		
2 - 3					30		
3 - 1		250	300	10	10		
3 - 2					20		
3 - 3					30		
4 - 1		50	60	2	10		0
5 - 1							5

Table 5 - 2 Boundary Conditions

Case No.	Boundary	Degree of Freedom : $\{u\}^0$				D. O. F. : $\{u\}^1, \{u\}^2$			
		u_R	u_z	u_θ	β	u_R	u_z	u_θ	β
1 - 1 ~ 3 - 3	Top End	-	fix	-	fix	fix	fix	fix	fix
	Bottom End	-	fix	fix	fix	fix	fix	fix	fix
4 - 1, 5 - 1	Top End	fix	fix	-	fix	fix	fix	fix	fix
	Bottom End	fix	fix	fix	fix	fix	fix	fix	fix

Table 5 - 3 Eigen Values (λ)

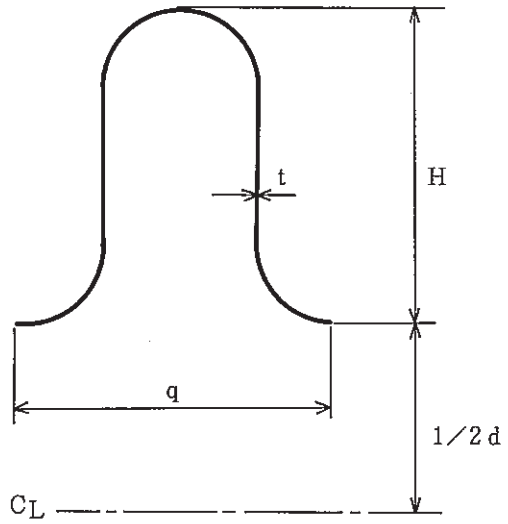
Case No.	Mode 1	Mode 2
1 - 1	0. 4 9 5	0. 9 7 5
1 - 2	0. 2 4 8	0. 4 3 5
1 - 3	0. 1 6 6	0. 2 8 7
1 - 4	0. 1 2 4	0. 2 1 4
1 - 5	0. 0 9 9	0. 1 7 1
1 - 6	0. 0 8 3	0. 1 4 3
2 - 1	0. 3 2 2	0. 5 7 7
2 - 2	0. 1 5 7	0. 2 7 3
2 - 3	0. 1 0 4	0. 1 8
3 - 1	0. 6 3 7	1. 1 3 5
3 - 2	0. 3 1 1	0. 5 4
3 - 3	0. 2 0 6	0. 3 5 6
4 - 1	0. 2 4 8	0. 4 3 5
5 - 1	0. 2 4 8	0. 4 3 4

Table 5 - 4 Axial Spring Rate (fiu)

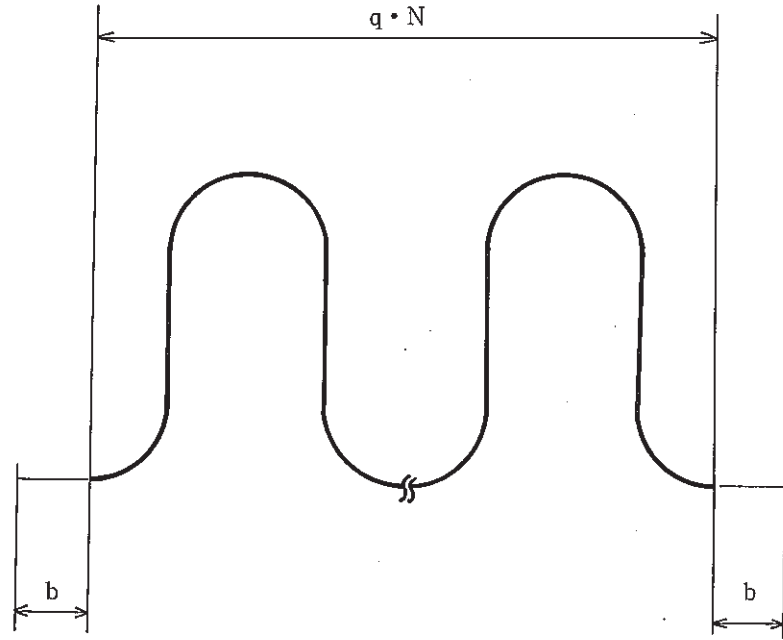
Case No.	Numerical Solution kg/mm	E J M A kg/mm	E J M A / N. S.
1 - 1 } 1 - 6	9 0 1. 0	8 6 1. 6	0. 9 5 6
2 - 1 } 2 - 3	1 0 1 3. 2 9	8 9 8. 0	0. 8 8 6
3 - 1 } 3 - 3	1 4 9 8. 7	1 0 3 9. 0	0. 6 9 3
4 - 1	9 0 1. 0	8 6 1. 0	0. 9 5 6
5 - 1	9 0 1. 0	8 6 1. 0	0. 9 5 6

Table 5 - 5 Results of Analysis

Case No.	Torsional Buckling Moment ($\times 10^7$ kg · mm)			Torsional Moment at Elastic limit ($\times 10^7$ kg · mm)
	Theory with f_{iu} (N.S.)	Theory with f_{iu} (BJMA)	Buckling Analysis	
1-1	27.240	26.049	27.252	4.609
1-2	13.620	13.024	13.641	
1-3	9.078	8.683	9.110	
1-4	6.810	6.512	6.836	
1-5	5.448	5.210	5.469	
1-6	4.540	4.341	4.557	
2-1	16.943	15.020	17.698	9.218
2-2	8.471	7.508	8.651	
2-3	5.648	5.005	5.734	
3-1	32.999	22.877	35.041	23.044
3-2	16.500	11.439	17.104	
3-3	11.000	7.626	11.332	
4-1	13.620	13.024	13.641	4.609
5-1	13.620	13.024	13.622	



Definition of Convolution Dimension



Bellows Model with End Tangent

Fig.5 - 1 Shape of Bellows

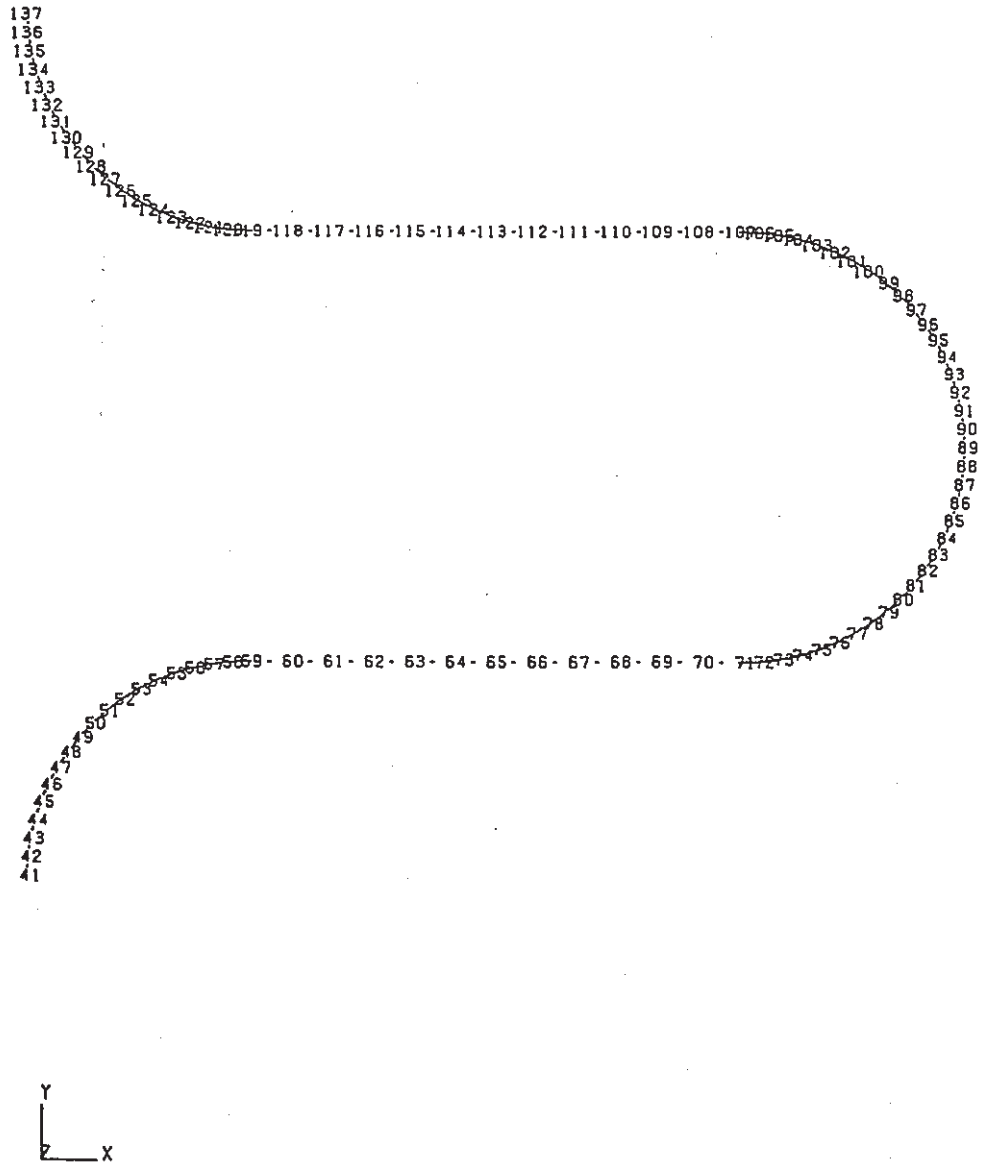
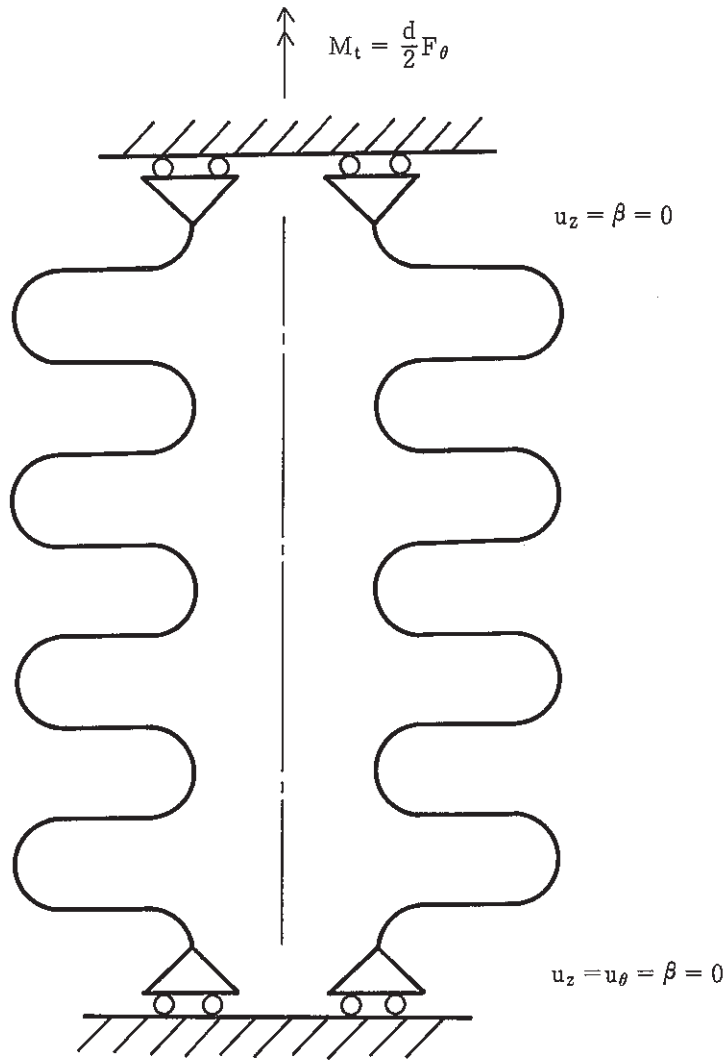
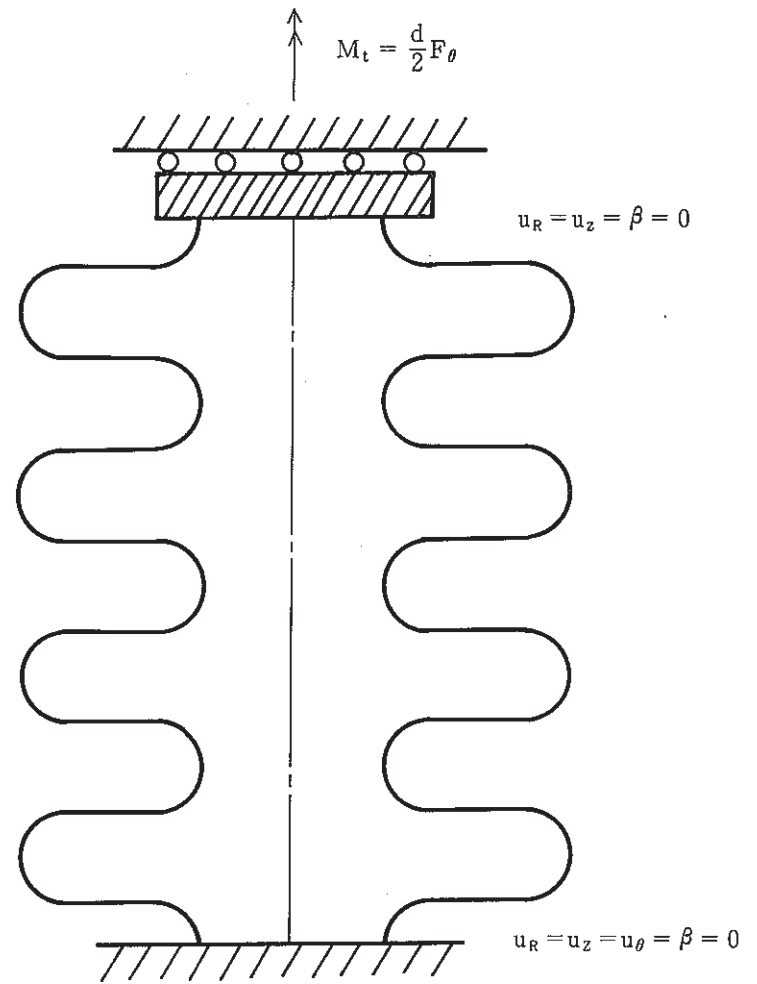


Fig.5 - 2 Finite Element Mesh of the First Convolution



(a) Case 1-1 ~ 3-3



(b) Case 4-1, 5-1

Fig.5-3 Boundary Conditions and Loading Condition

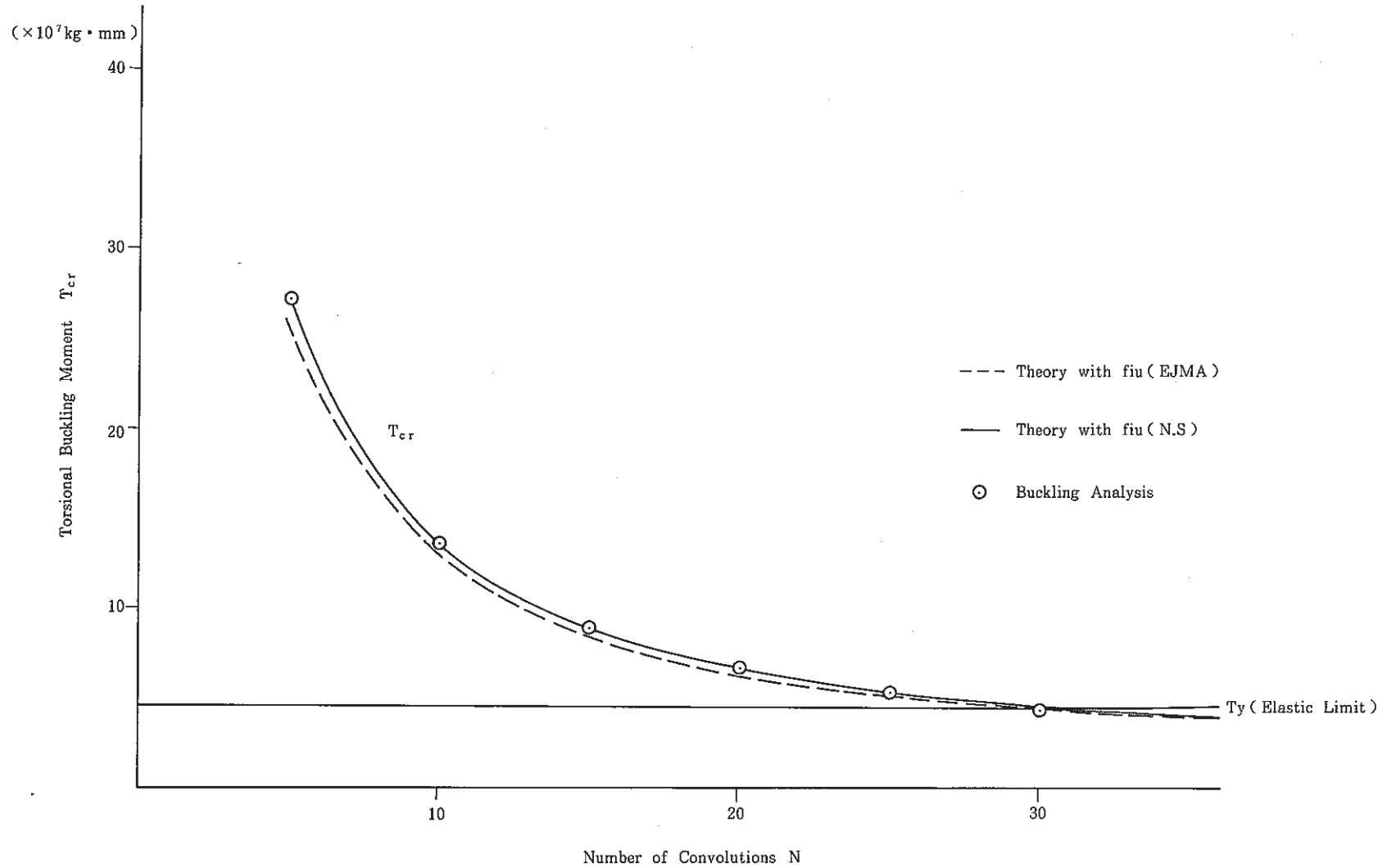


Fig. 5 - 4 Torsional Moment vs Number of Convolutions
(Case No. 1 - 1 ~ 1 - 6)

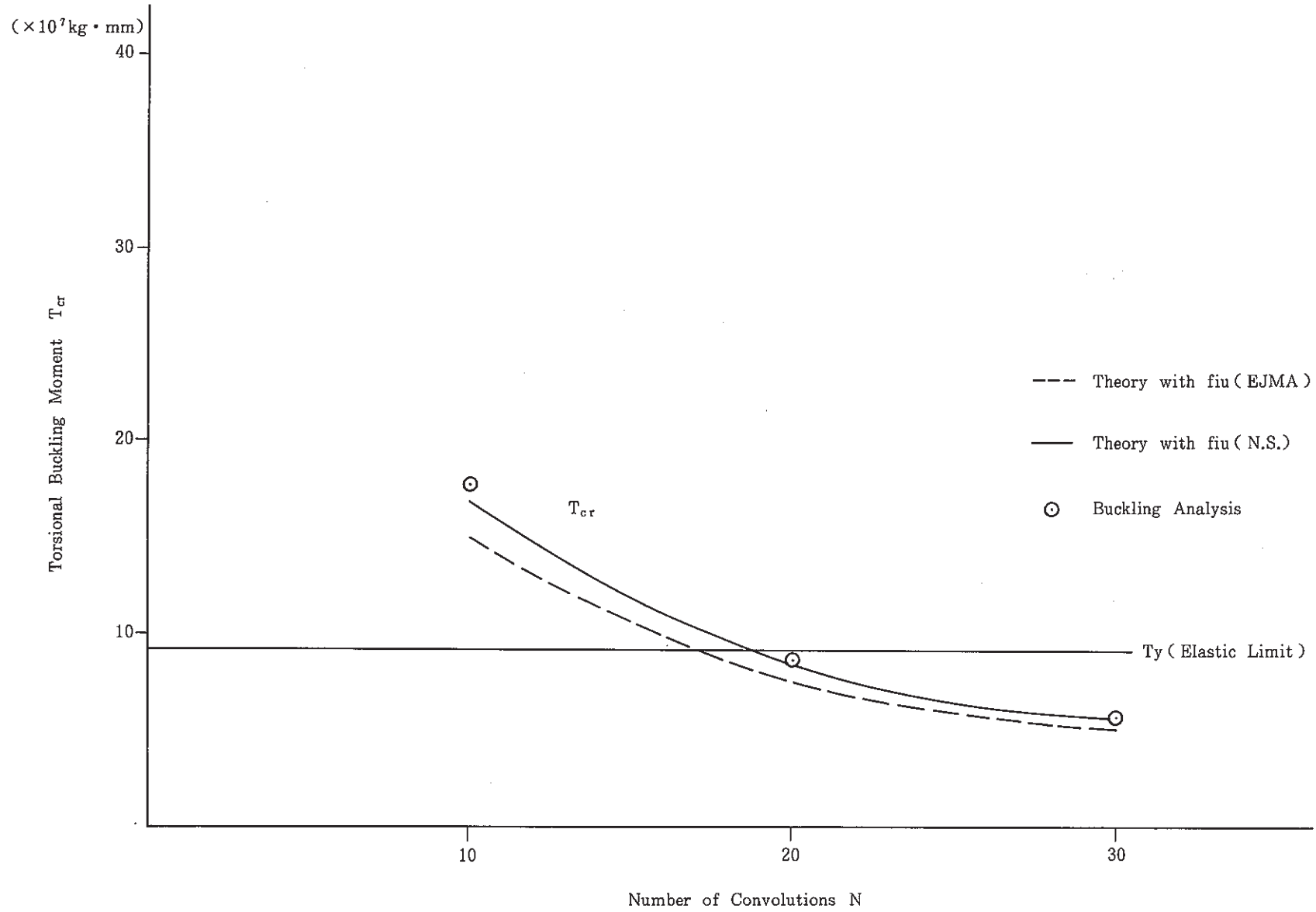


Fig. 5 - 5 Torsional Moment vs Number of Convolutions
(Case No. 2 - 1 ~ 2 - 3)

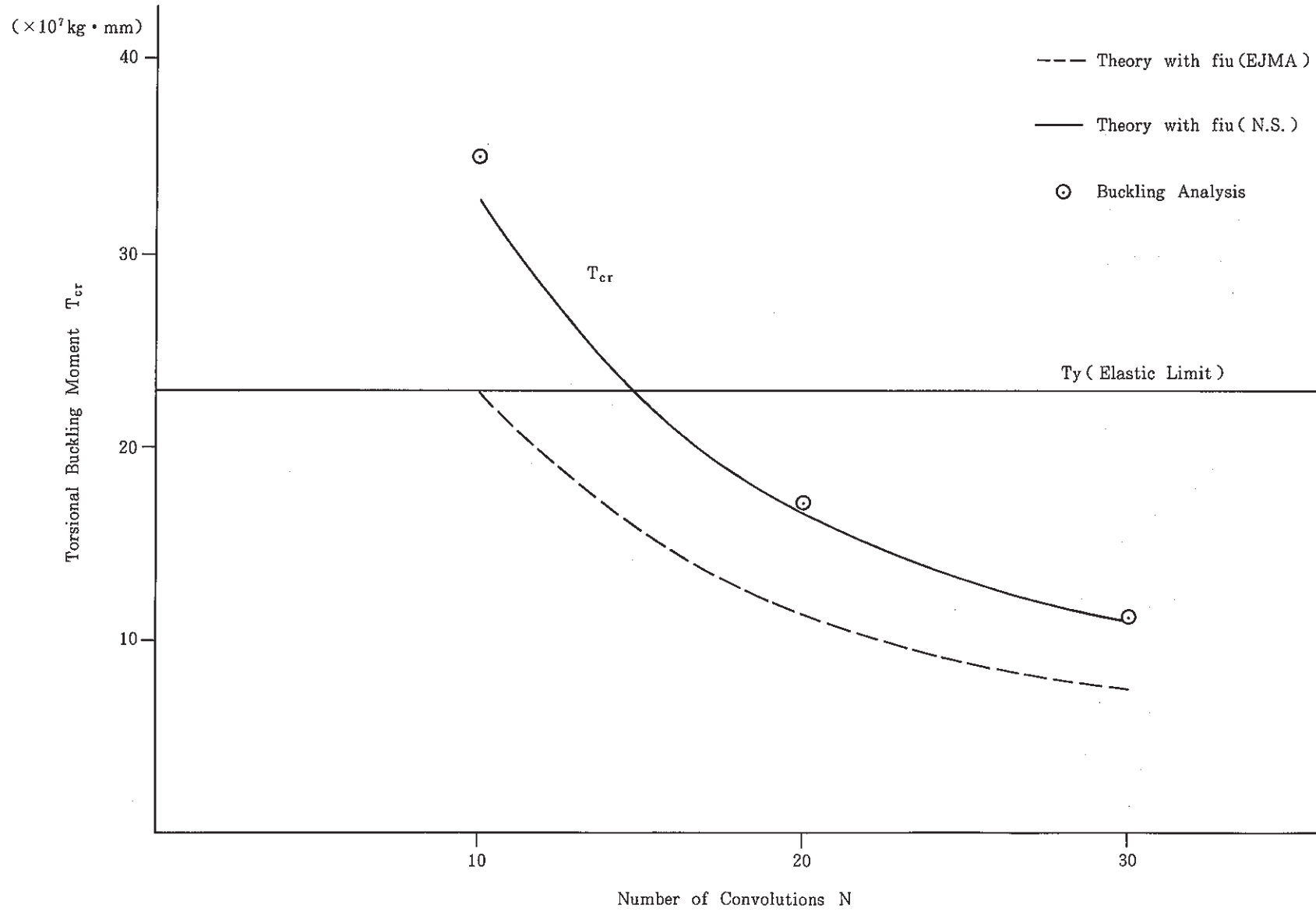


Fig. 5 - 6 Torsional Moment vs Number of Convolutions
 (Case No. 3 - 1 ~ 3 - 3)

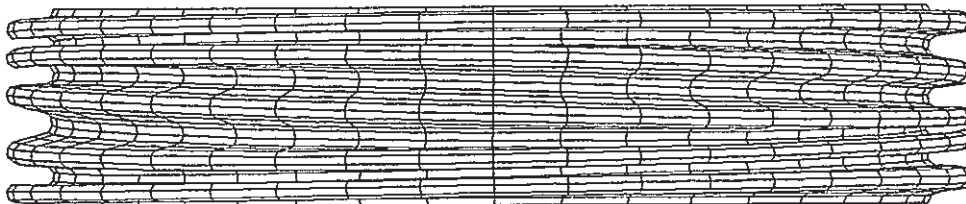


Fig.5 - 7(a) Buckling Mode 1 (Case No.1 - 1)

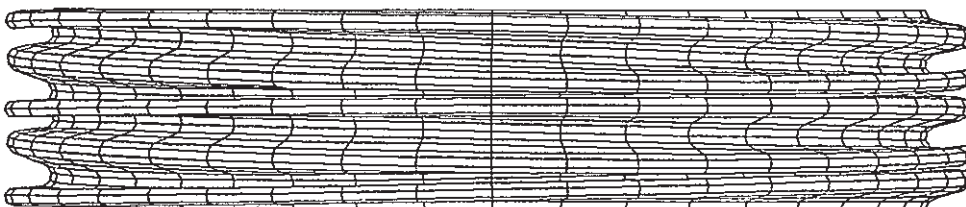


Fig.5 - 7(b) Buckling Mode 2 (Case No.1 - 1)

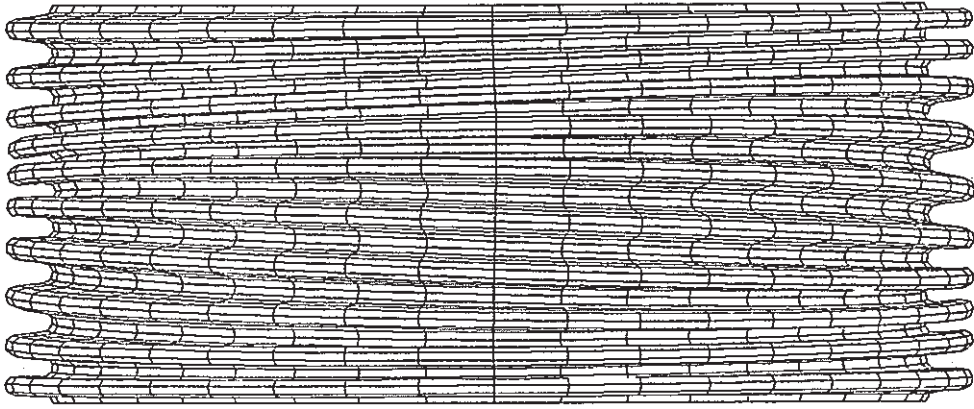


Fig.5 - 8(a) Buckling Mode 1 (Case No 1 - 2)

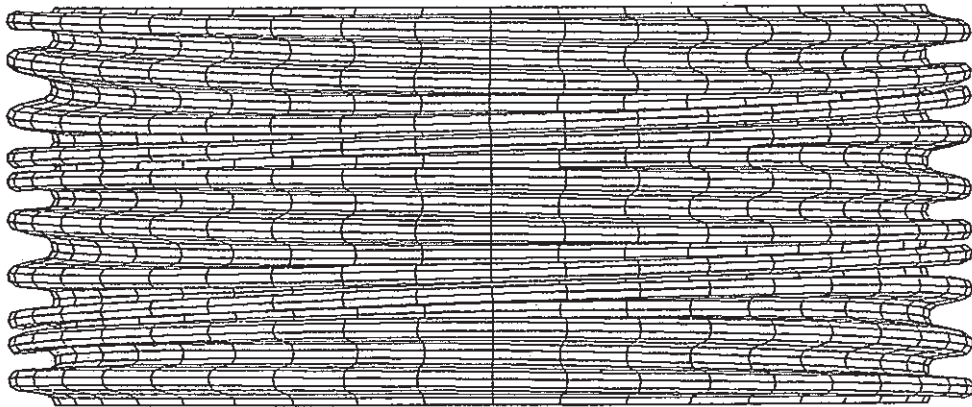


Fig.5 - 8(b) Buckling Mode 2 (Case No 1 - 2)

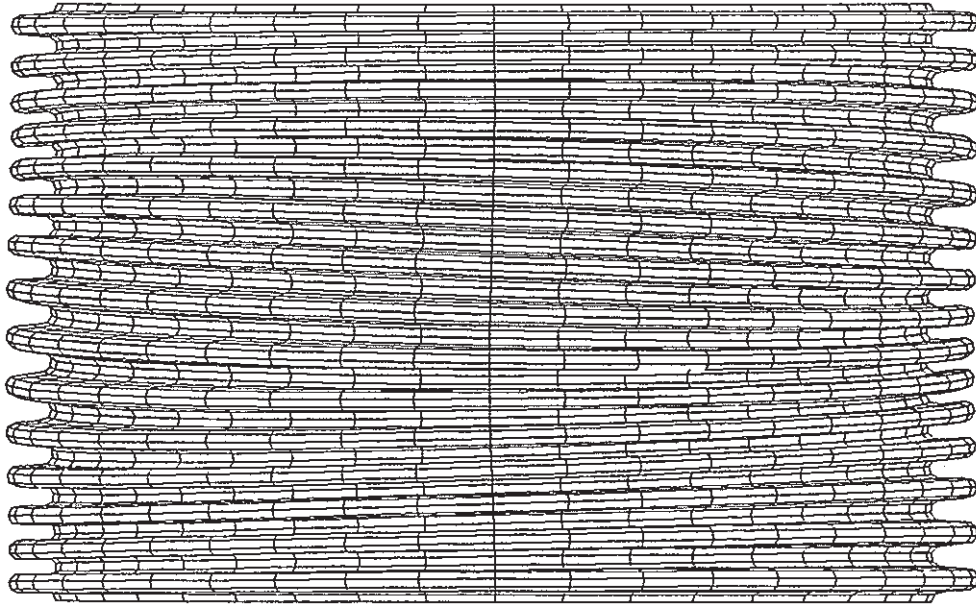


Fig.5 - 9(a) Buckling Mode 1 (Case No.1 - 3)

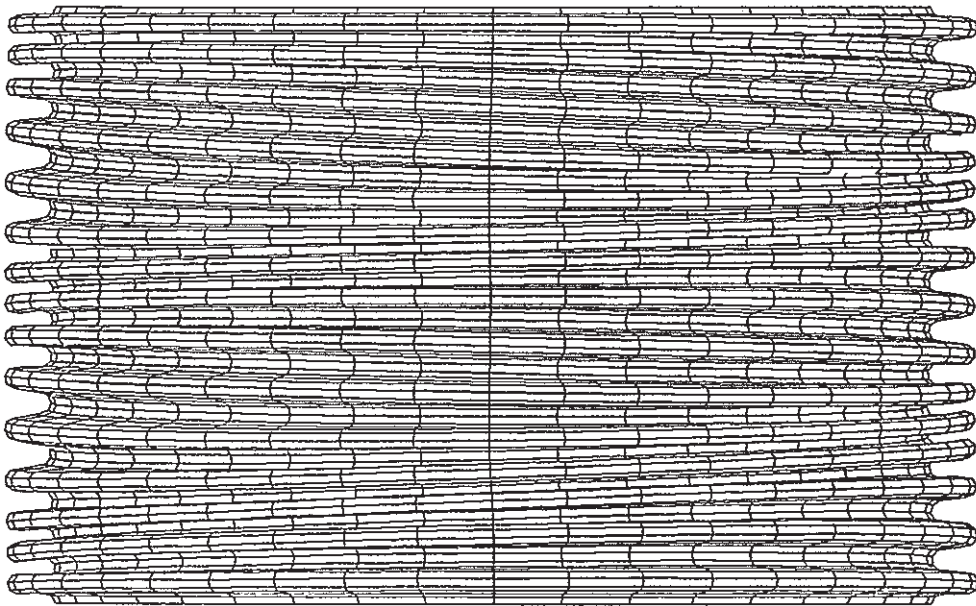


Fig.5 - 9(b) Buckling Mode 2 (Case No.1 - 3)

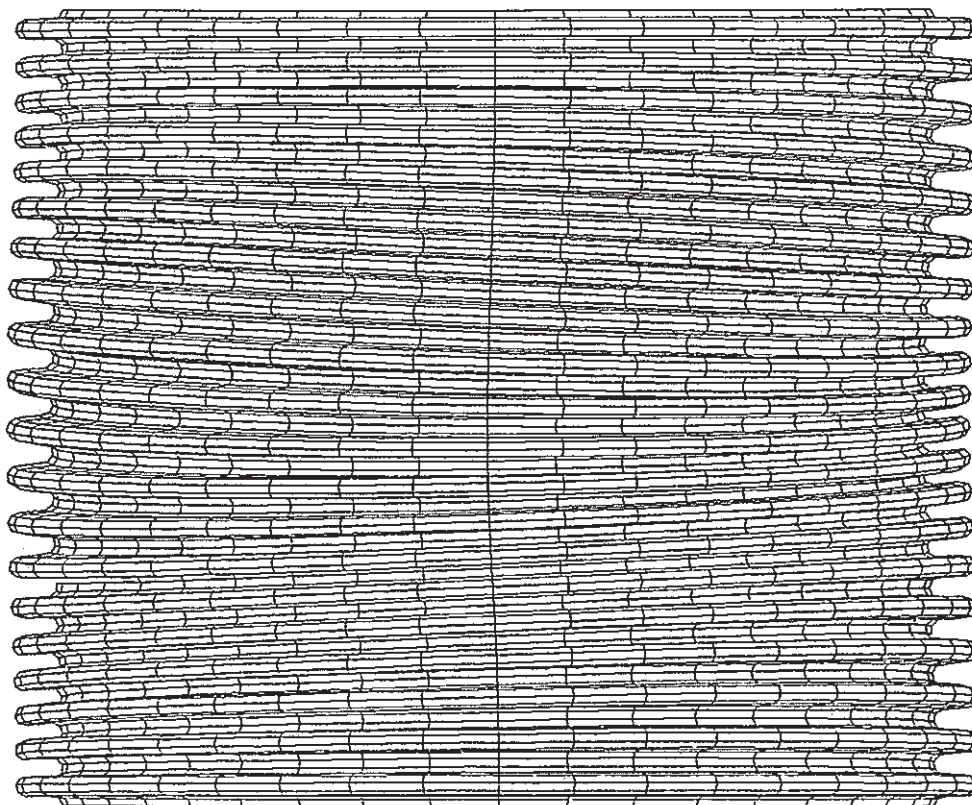


Fig.5 - 10(a) Buckling Mode 1 (Case No.1 - 4)

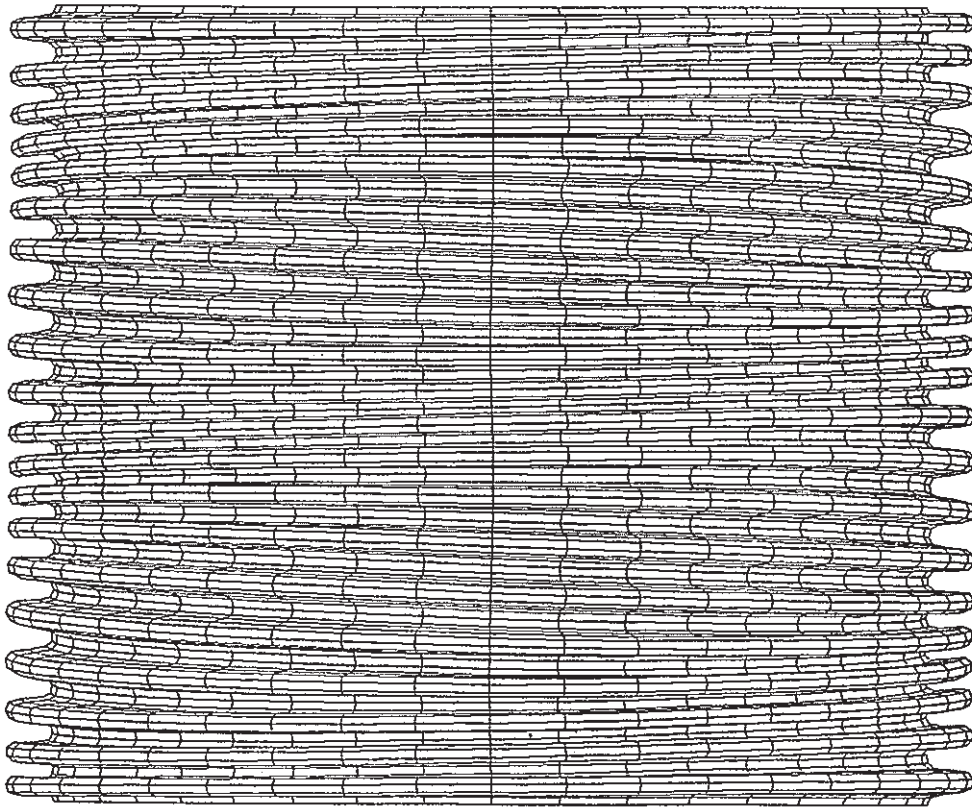


Fig. 5 - 10(b) Buckling Mode 2 (Case No. 1 - 4)

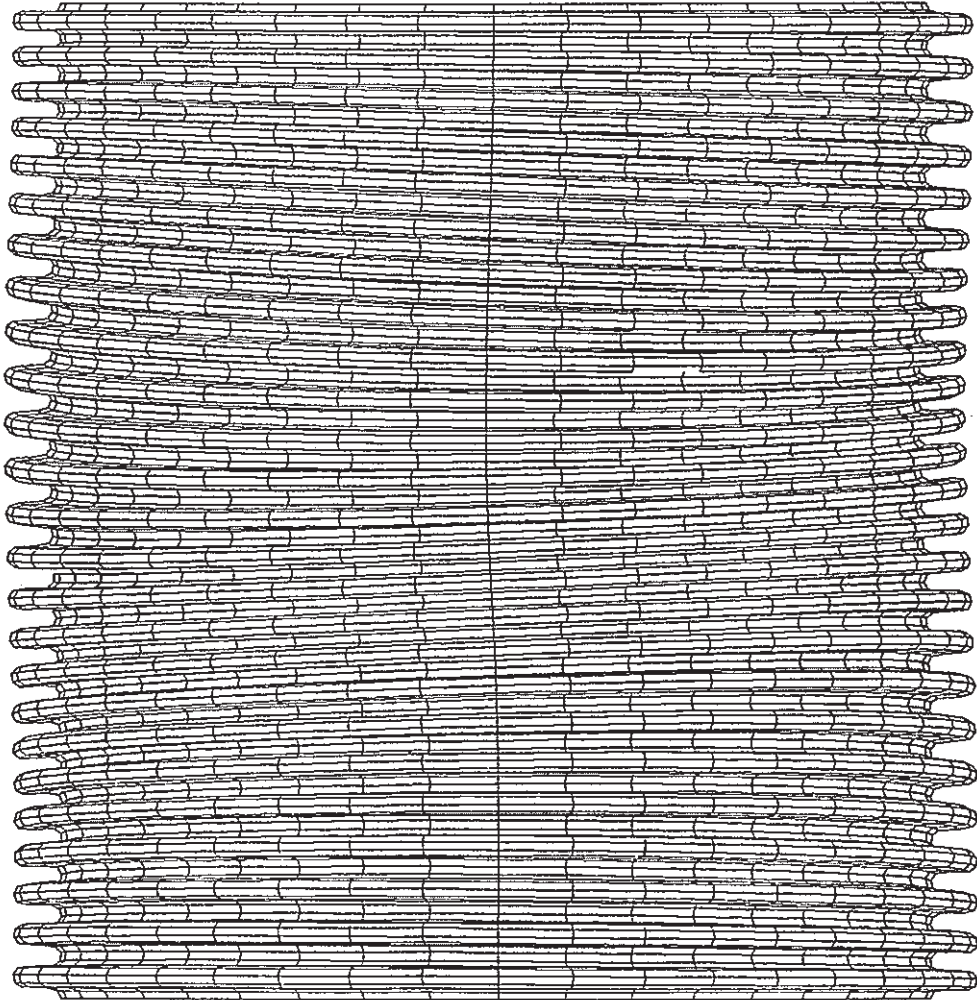


Fig.5 - 11(a) Buckling Mode 1 (Case No.1 - 5)

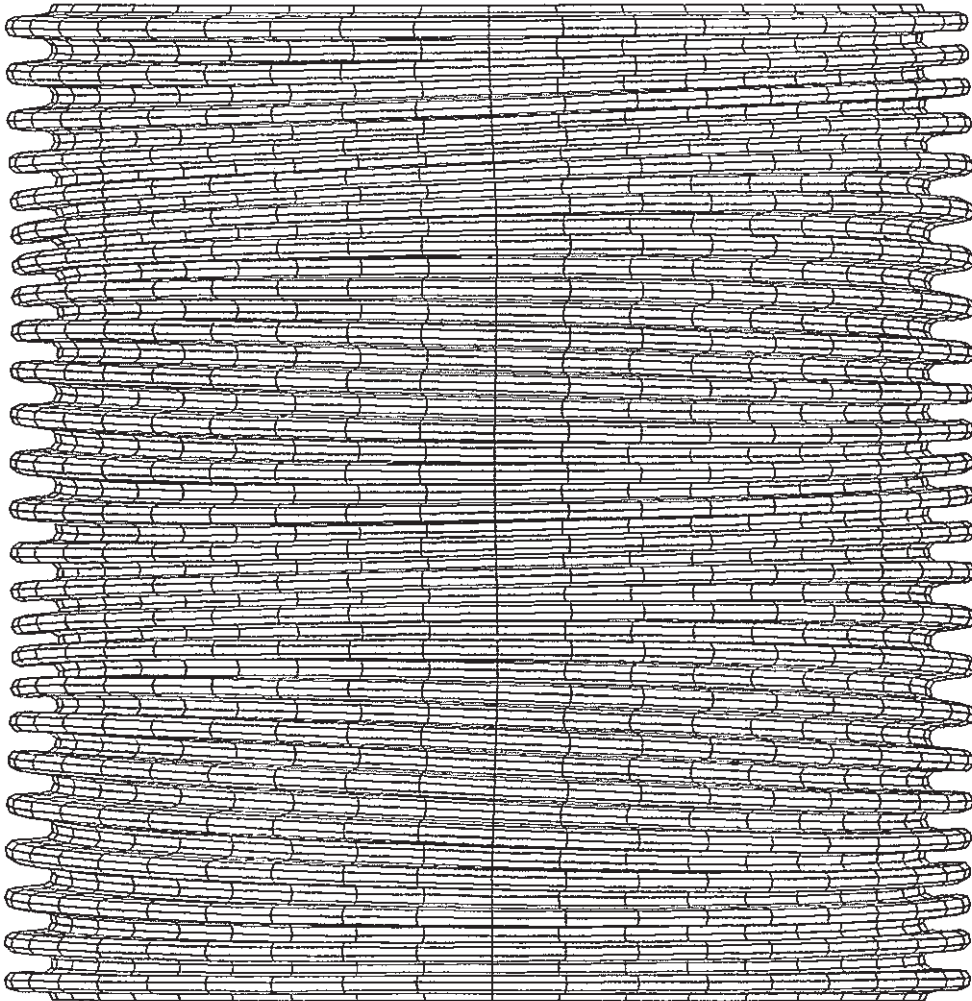


Fig.5 - 11(b) Buckling Mode 2 (Case No.1 - 5)

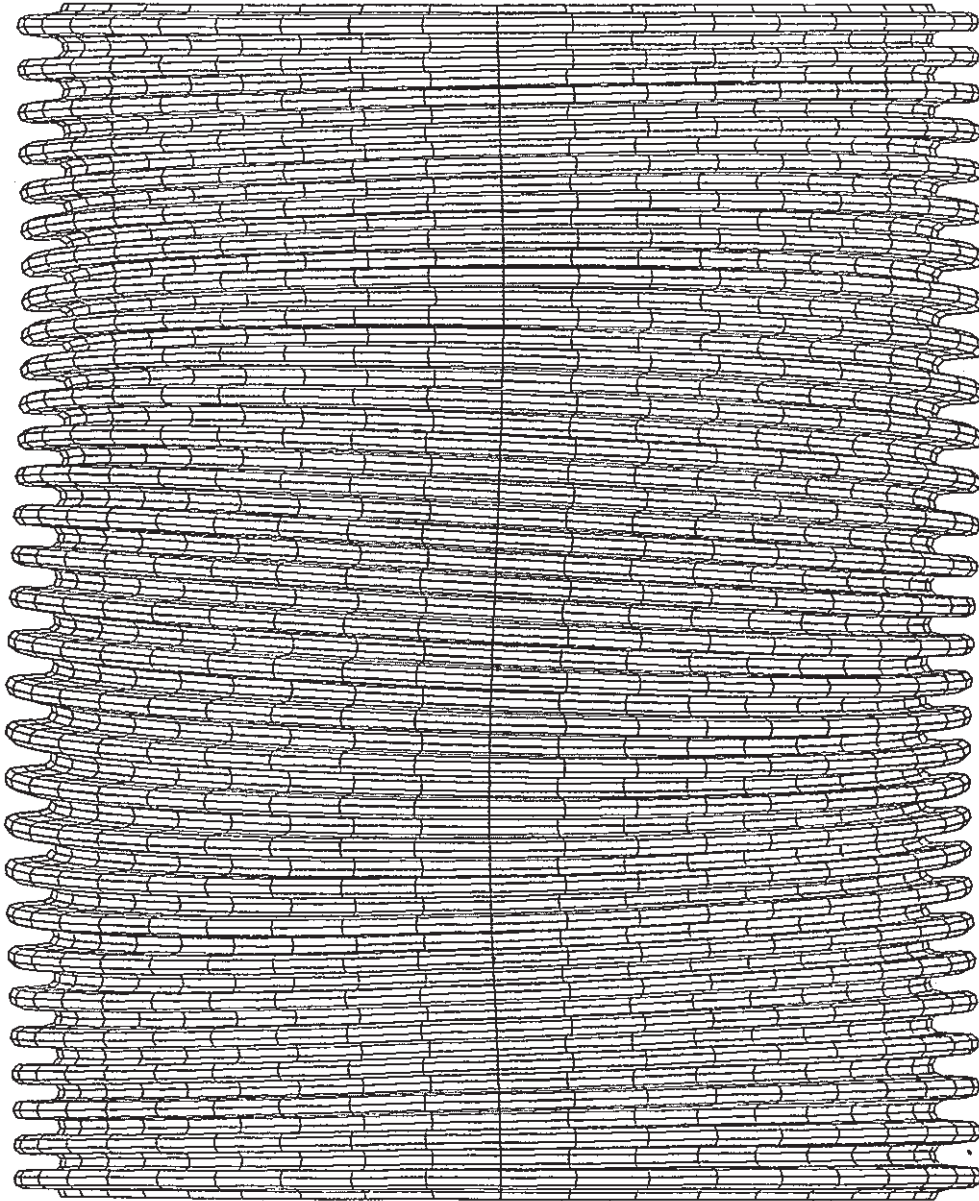


Fig.5 - 12(a) Buckling Mode 1 (Case No.1 - 6)

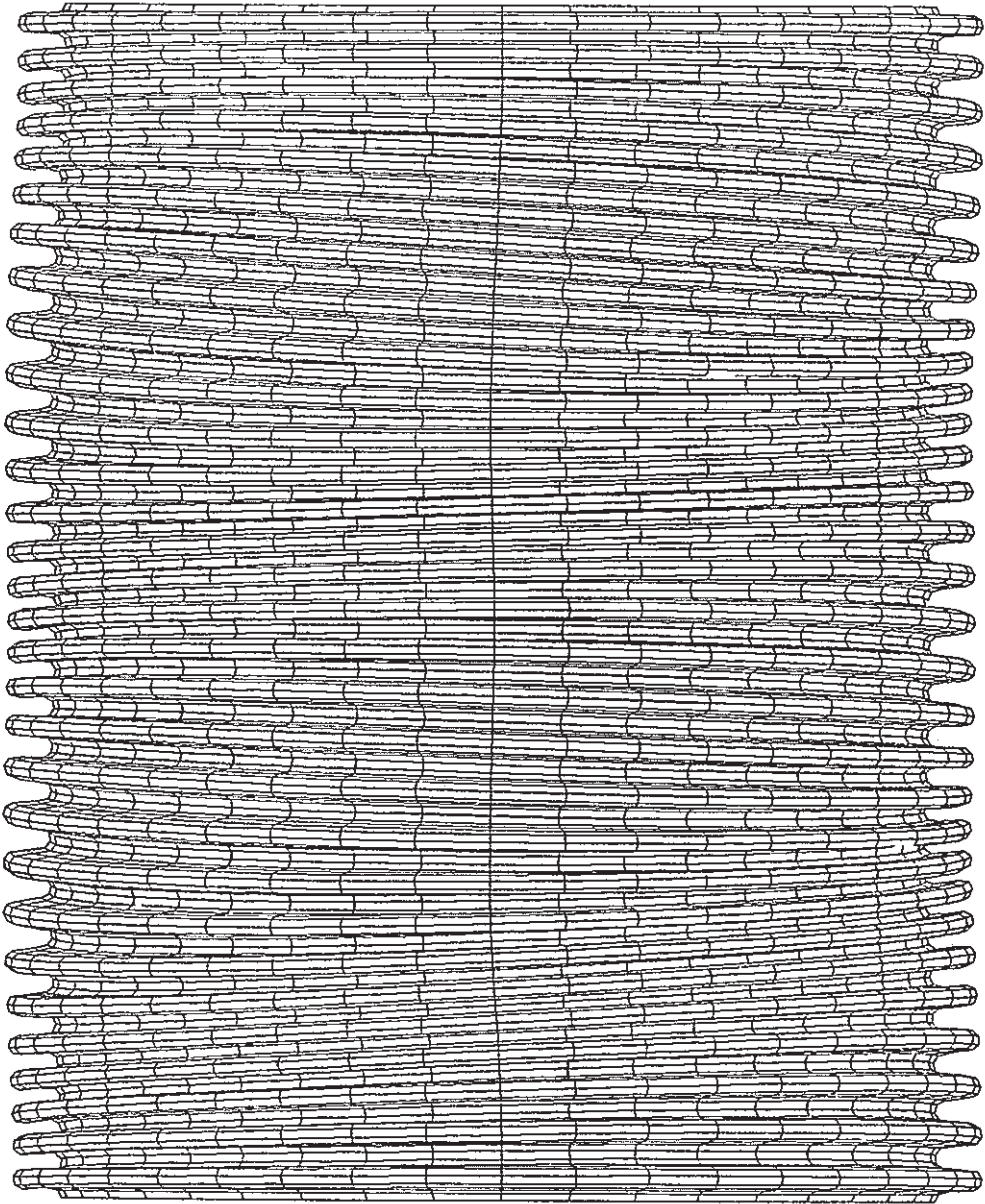


Fig.5 - 12(b) Buckling Mode 2 (Case No 1 - 6)

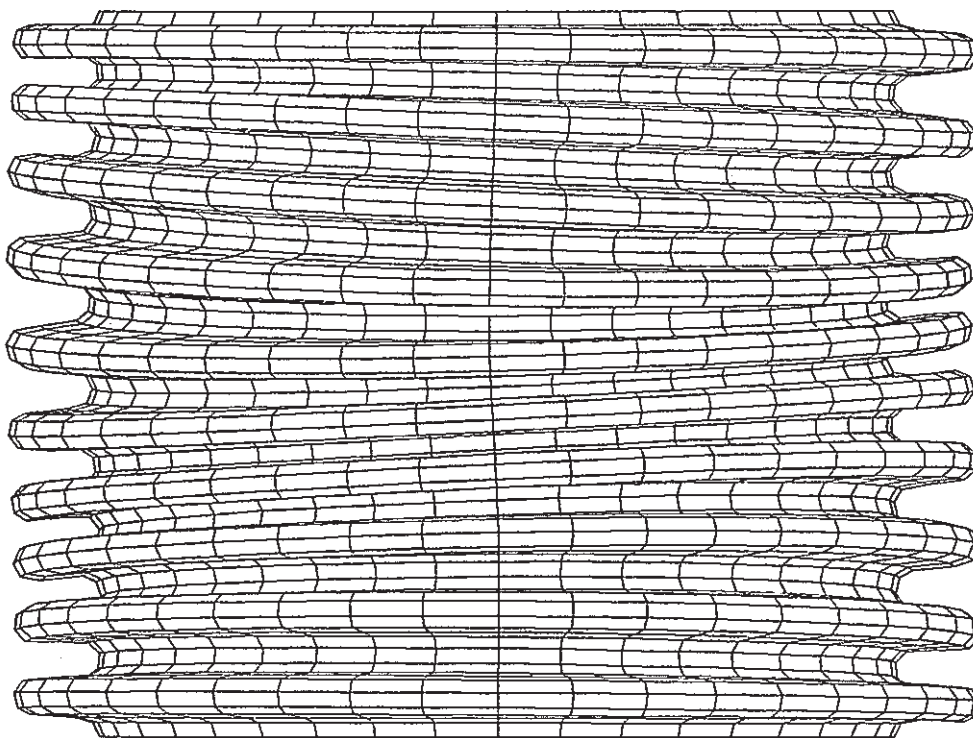


Fig. 5 - 13(a) Buckling Mode 1 (Case No. 2 - 1)

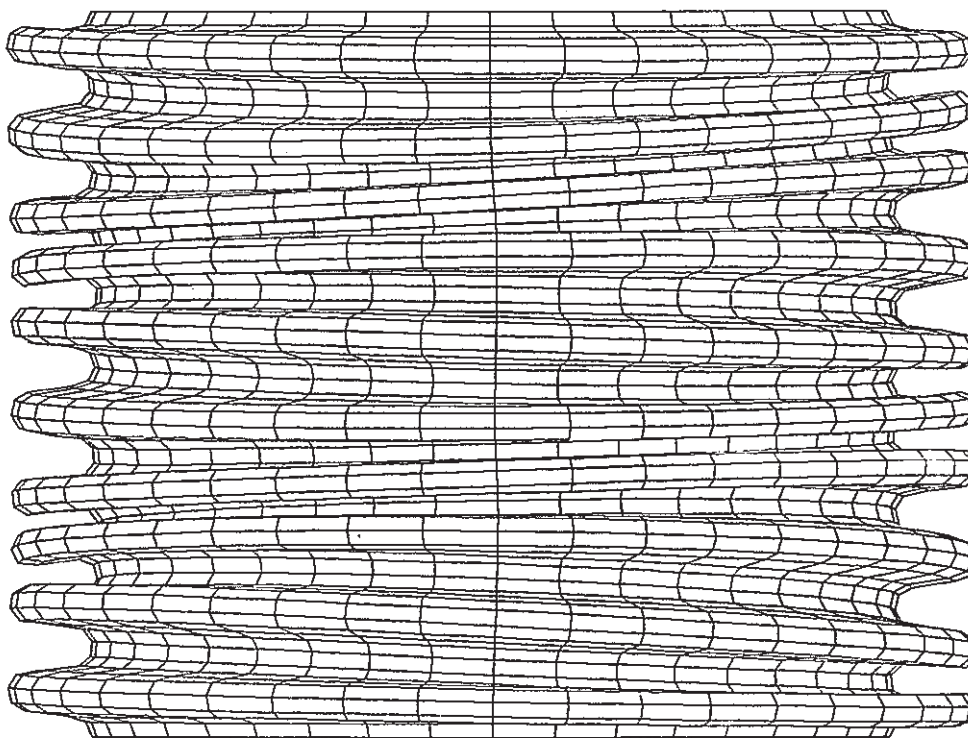


Fig. 5 - 13(b) Buckling Mode 2 (Case No. 2 - 1)

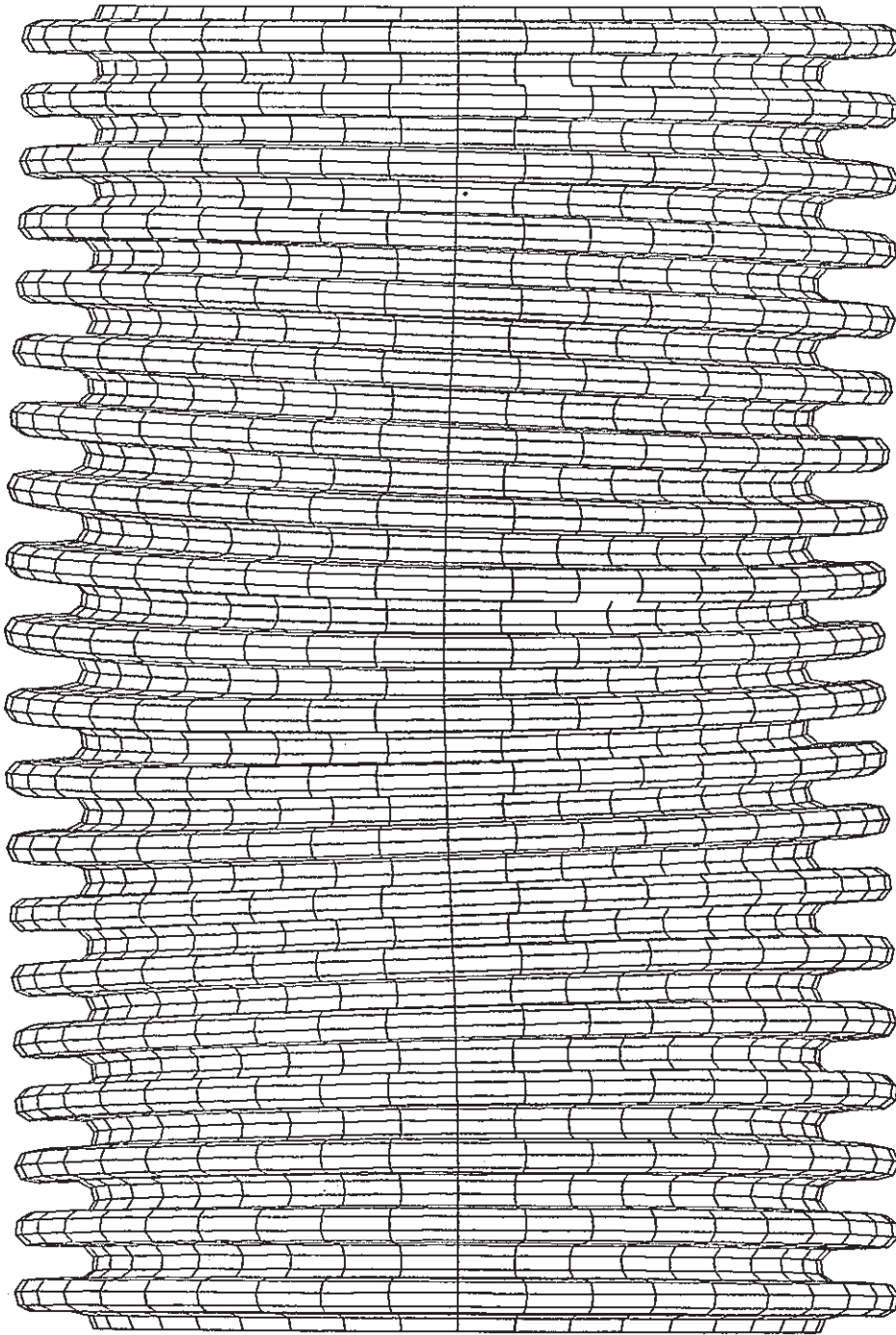


Fig.5 - 14(a) Buckling Mode 1 (Case No.2 - 2)

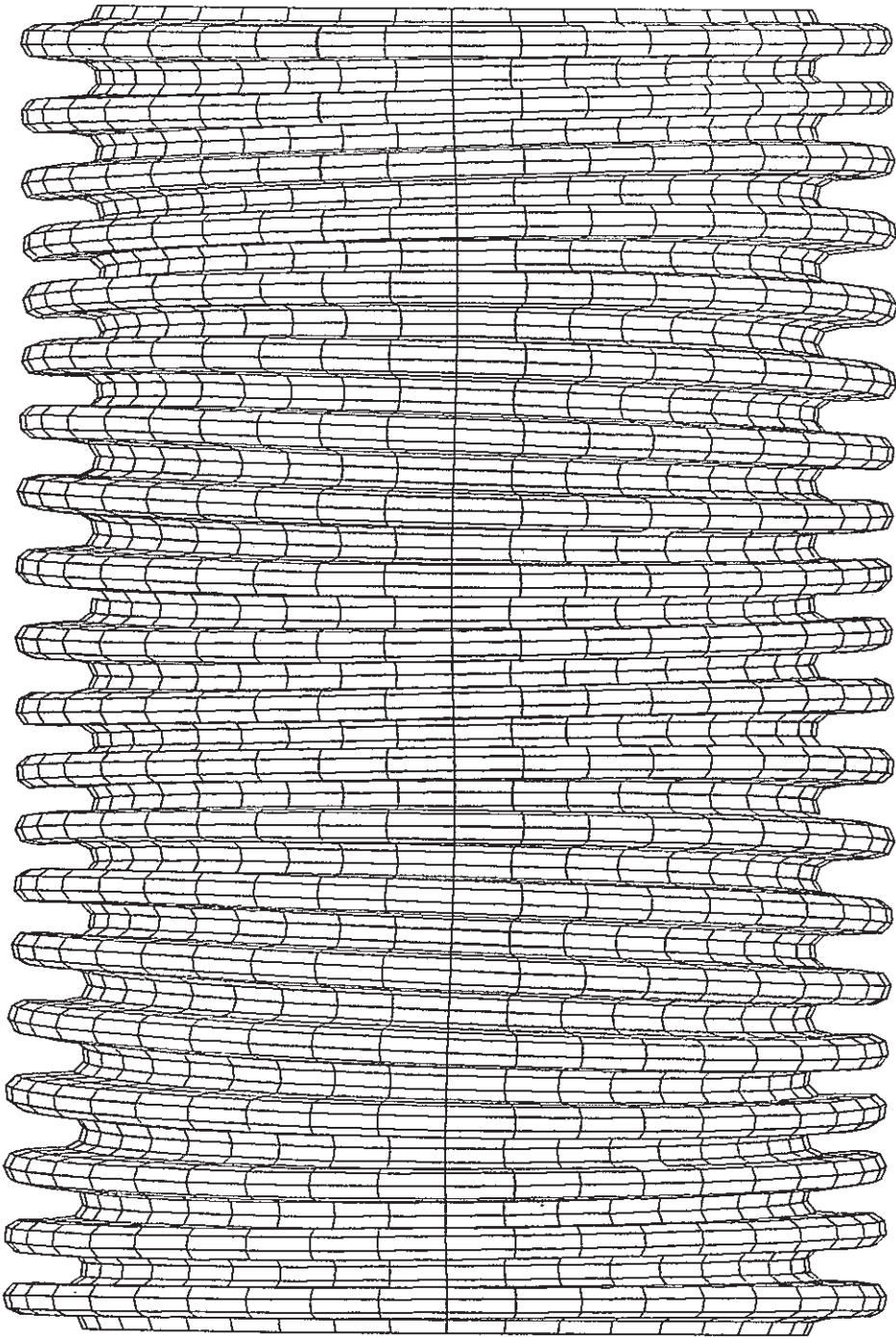


Fig.5 - 14(b) Buckling Mode 2 (Case No.2 - 2)

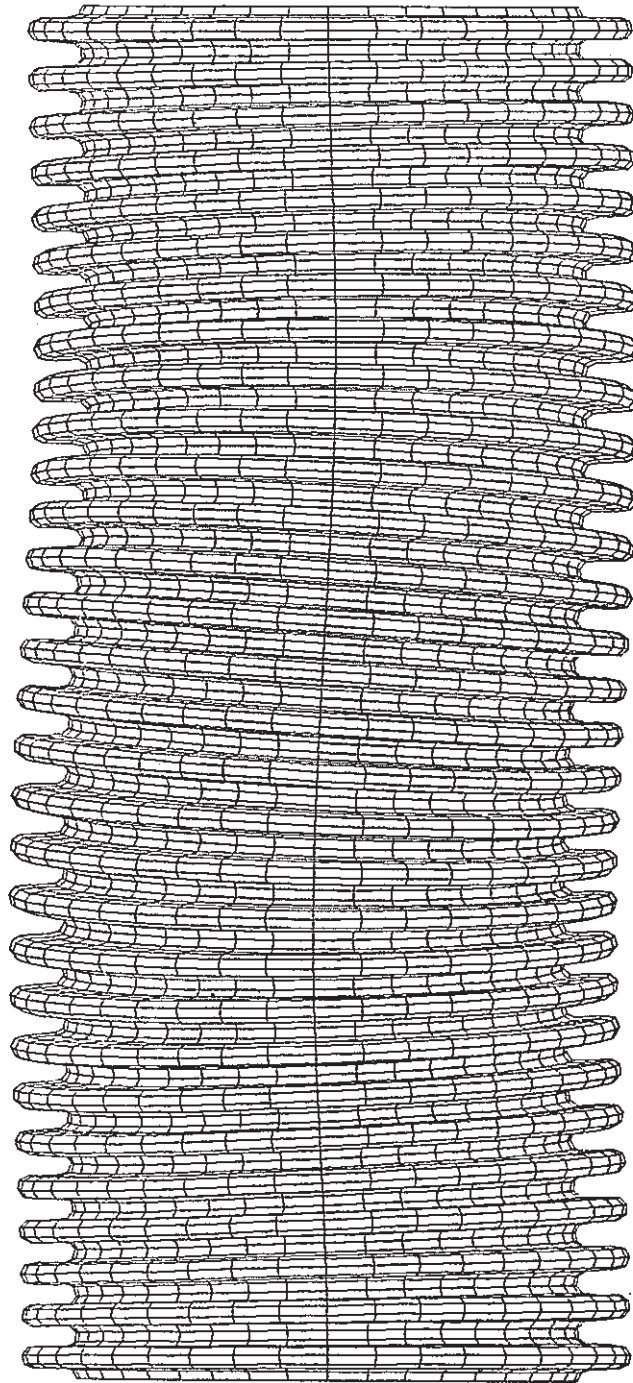


Fig.5 - 15(a) Buckling Mode 1 (Case No.2 - 3)

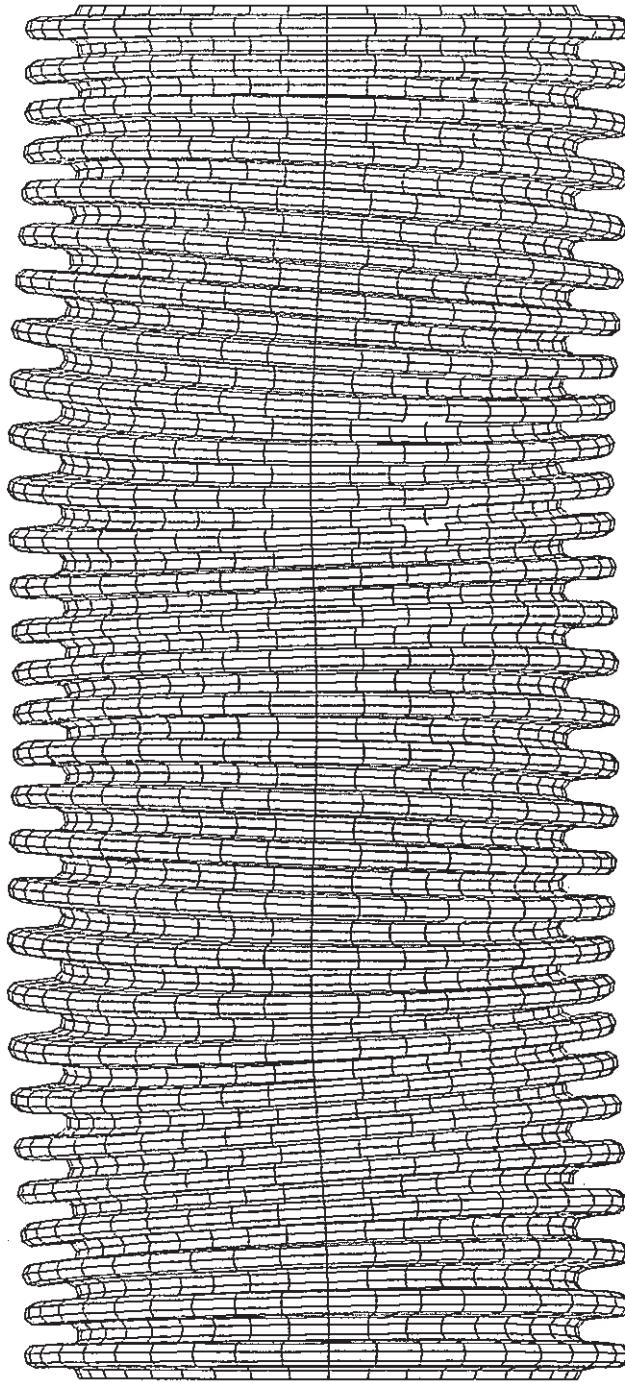


Fig.5 - 15(b) Buckling Mode 2 (Case No.2 - 3)

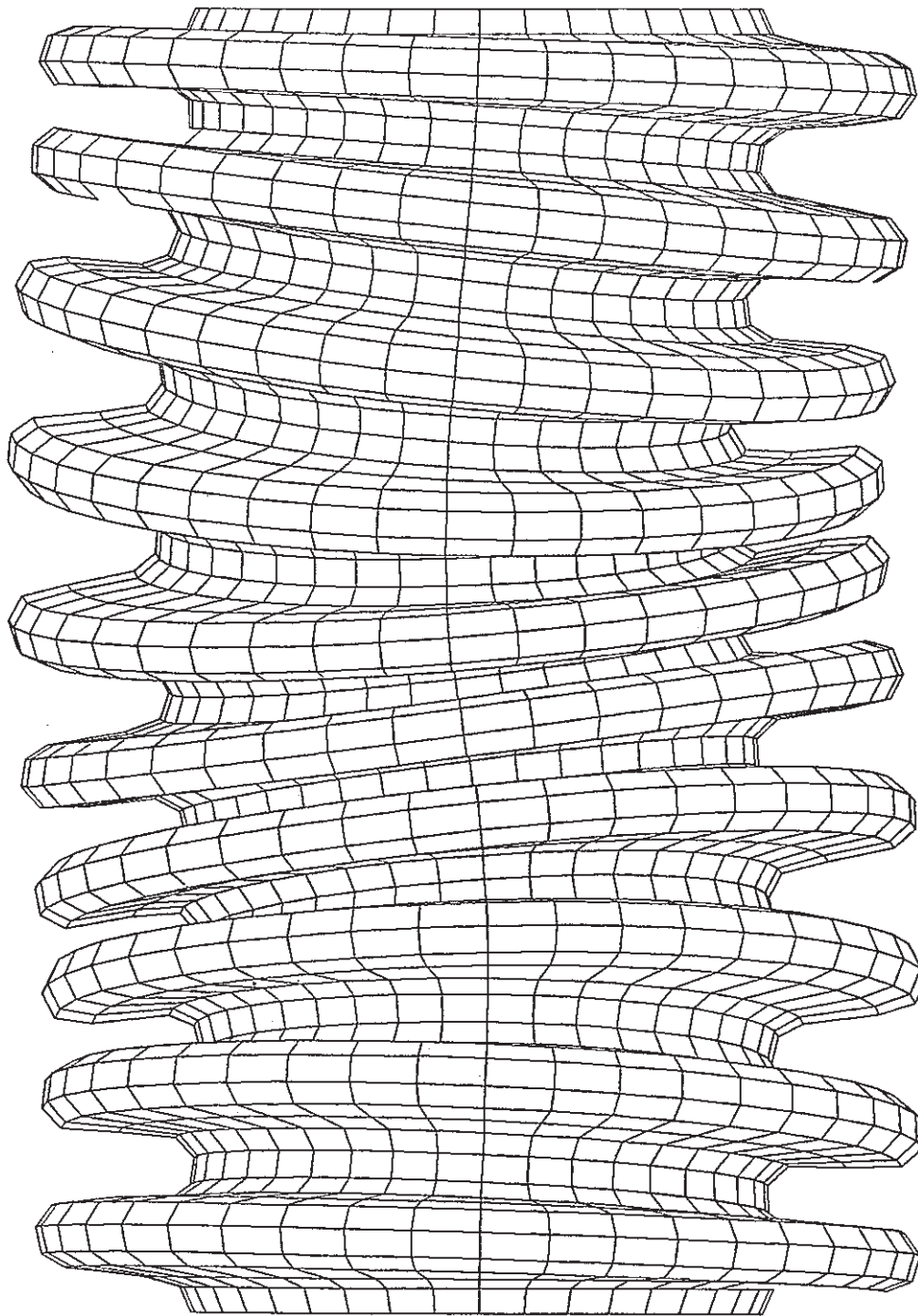


Fig.5 - 16(a) Buckling Mode 1 (Case No 3 - 1)

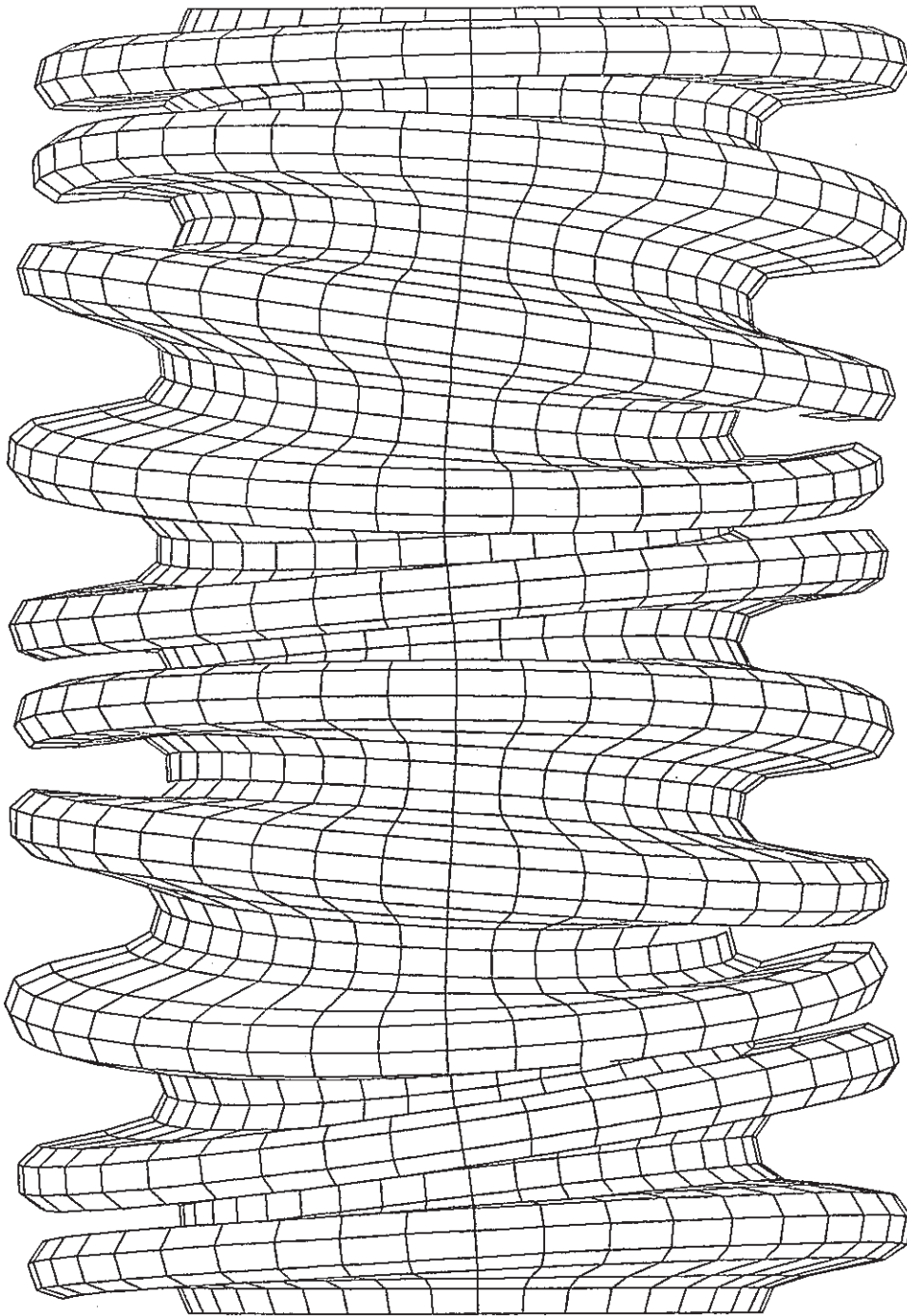


Fig.5 - 16(b) Buckling Mode 2 (Case No.3 - 1)

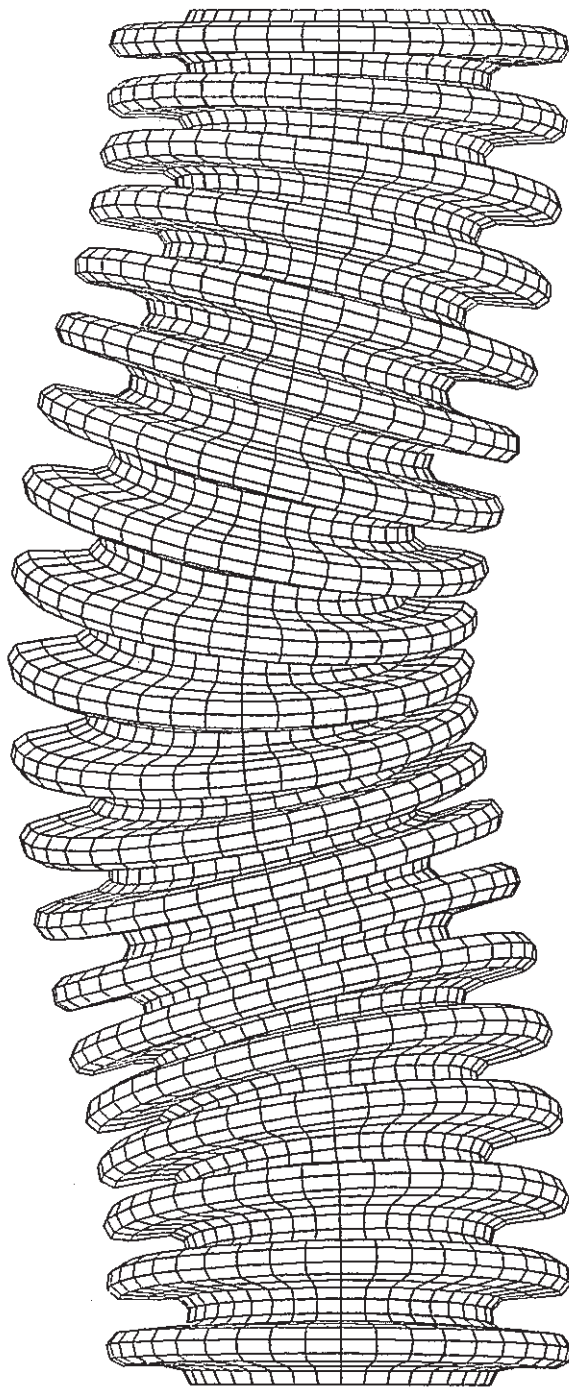


Fig.5 - 17(a) Buckling Mode 1 (Case No 3 - 2)

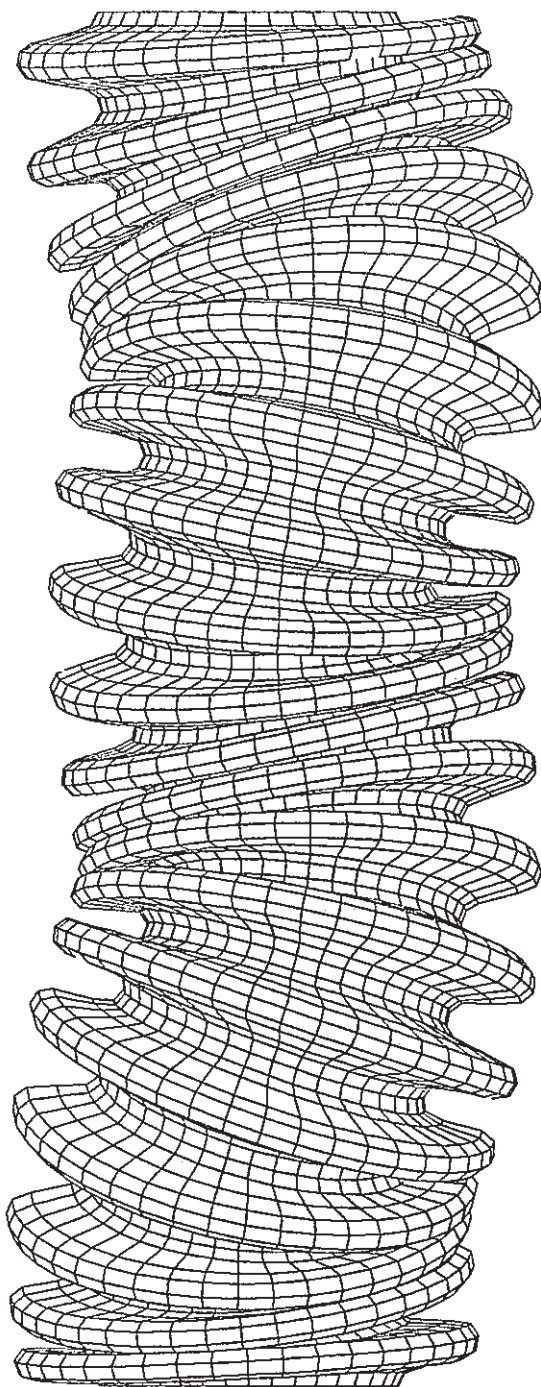


Fig.5 - 17(b) Buckling Mode 2 (Case No.3 - 2)

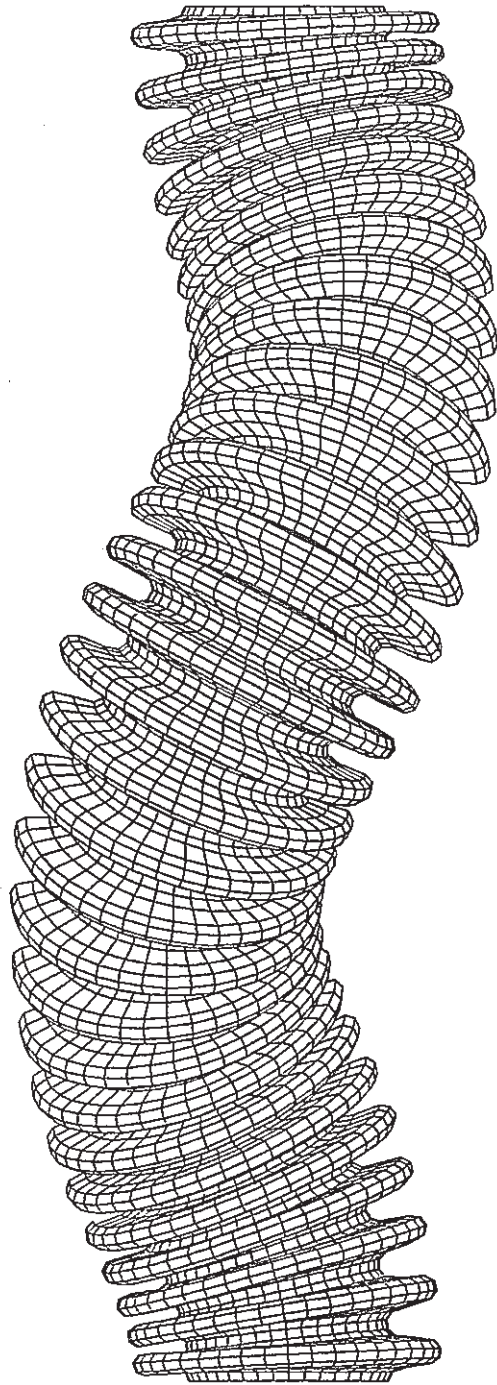


Fig.5 - 18(a) Buckling Mode 1 (Case No.3 - 3)

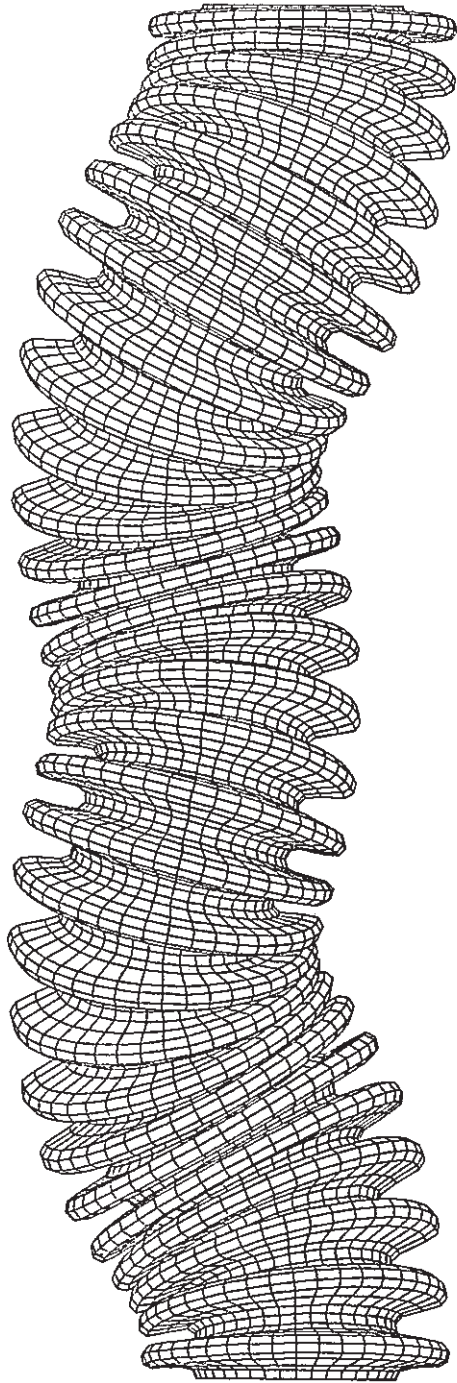


Fig.5 - 18(b) Buckling Mode 2 (Case No.3 - 3)

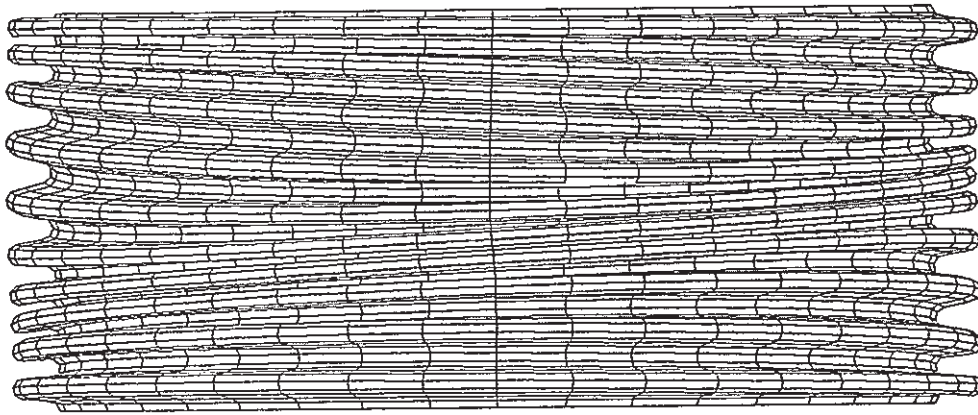


Fig.5 - 19(a) Buckling Mode 1 (Case No.4 - 1)

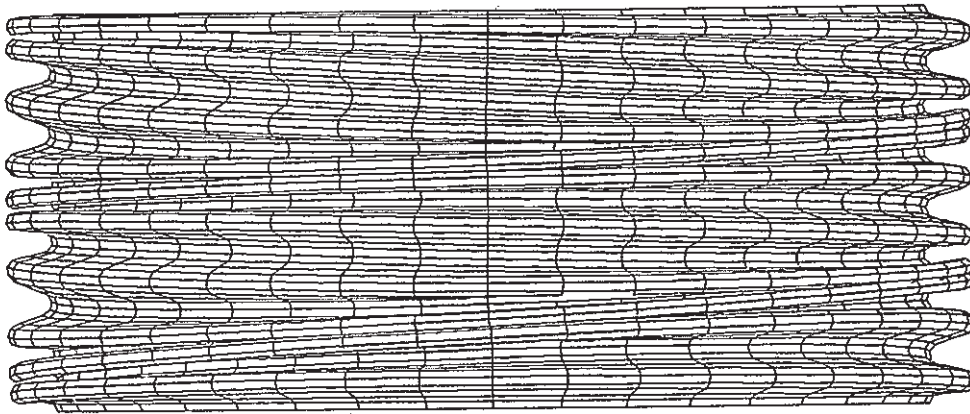


Fig.5 - 19(b) Buckling Mode 2 (Case No.4 - 1)

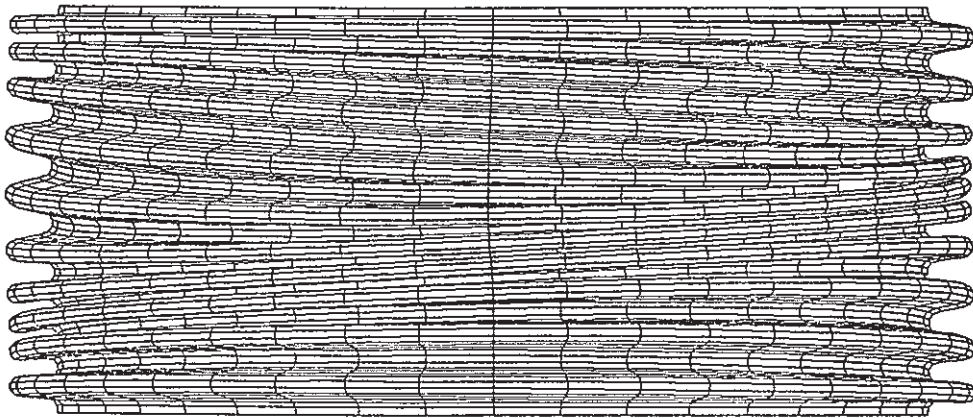


Fig.5 - 20(a) Buckling Mode 1 (Case No.5 - 1)

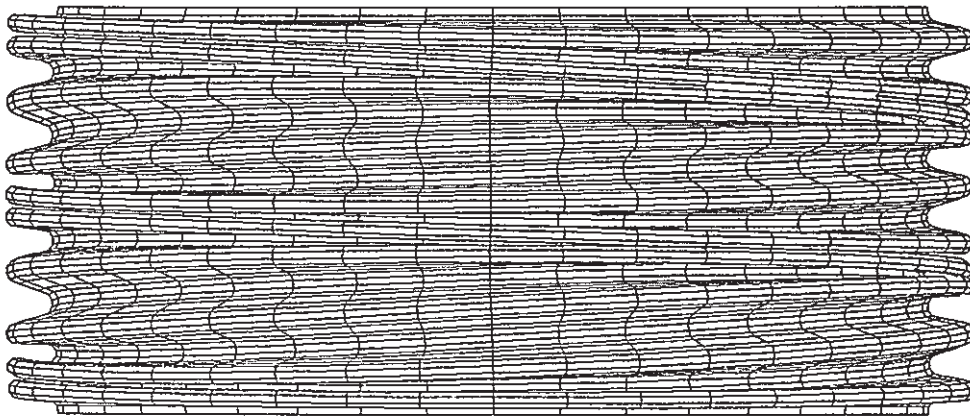


Fig.5 - 20(b) Buckling Mode 2 (Case No.5 - 1)

6. 結言

FINASの3節点軸対称シェル調和級数要素(NAXSHEL3)を用いて、ペローズのねじり座屈解析を実施し、理論解との比較、検討を行った。その結果、解析・理論の両者は良く一致し、ねじりを受けるペローズの弾性限界を与える式と合せて、ペローズの限界ねじり角あるいは限界ねじりモーメントを定量的に規定する見通しを得た。

今後、これをさらに発展させるためには、曲げや圧力との重畳効果等を検討していく必要がある。

付録 I

ジンバル型ベローズ継手において発生するねじり

Fig. I-1 にジンバル型ベローズ継手の基本的な構造を示す。継手は 2 組の直交するピン構造を有し、配管に接続され、自在継手と同様な動きを許容するようになっている。流体のバウンダリはベローズが受けもつ。

図に示すようにまっすぐな状態でのピン軸 (A) 方向に x 軸、ピン軸 (B) 方向に y 軸、管軸方向に z 軸をとる。まず、ピン軸 (A) まわりに θ_A 、次にピン軸 (B) まわりに θ_B 回転させるものとする。Fig. I-1 の下図のようにピン軸 (A) まわりの回転によって、ピン軸 (A) 及び管軸の方向は、それぞれ y' 、 z' の方向に移動する。座標系 $O-xyz$ と

$O-xy'z'$ の単位ベクトルをそれぞれ $(\vec{e}_x, \vec{e}_y, \vec{e}_z)$ 、 $(\vec{e}_x, \vec{e}_{y'}, \vec{e}_{z'})$ とすると

$$\vec{e}_{y'} = \vec{e}_y \cos \theta_A + \vec{e}_z \sin \theta_A \quad (\text{I-1 a})$$

$$\vec{e}_{z'} = -\vec{e}_y \sin \theta_A + \vec{e}_z \cos \theta_A \quad (\text{I-1 b})$$

ピン軸 (A)、(B) まわりの回転によって得られる合成回転ベクトル $\vec{\theta}$ は、

$$\begin{aligned} \vec{\theta} &= \vec{\theta}_A + \vec{\theta}_B \\ &= \theta_A \vec{e}_x + \theta_B \vec{e}_{y'} \\ &= \theta_A \vec{e}_x + \theta_B (\cos \theta_A \vec{e}_y + \sin \theta_A \vec{e}_z) \end{aligned} \quad (\text{I-2})$$

ここで $\theta_A, \theta_B \ll 1$ として 3 次以下のオーダーを無視すると、

$$\vec{\theta} = \theta_A \vec{e}_x + \theta_B \vec{e}_y + \theta_A \theta_B \vec{e}_z \quad (\text{I-3})$$

式 (I-3) からわかるようにベローズは $x-y$ 平面内にある軸まわりに曲げられる他、 z 軸まわりにねじられる。曲げ角度を θ_b 、ねじり角度を θ_t とすると、

$$\theta_b = \sqrt{\theta_A^2 + \theta_B^2} \quad (\text{I-4 a})$$

$$\theta_t = \theta_A \theta_B \quad (\text{I-4 b})$$

式 (I-4 a) を変形して、

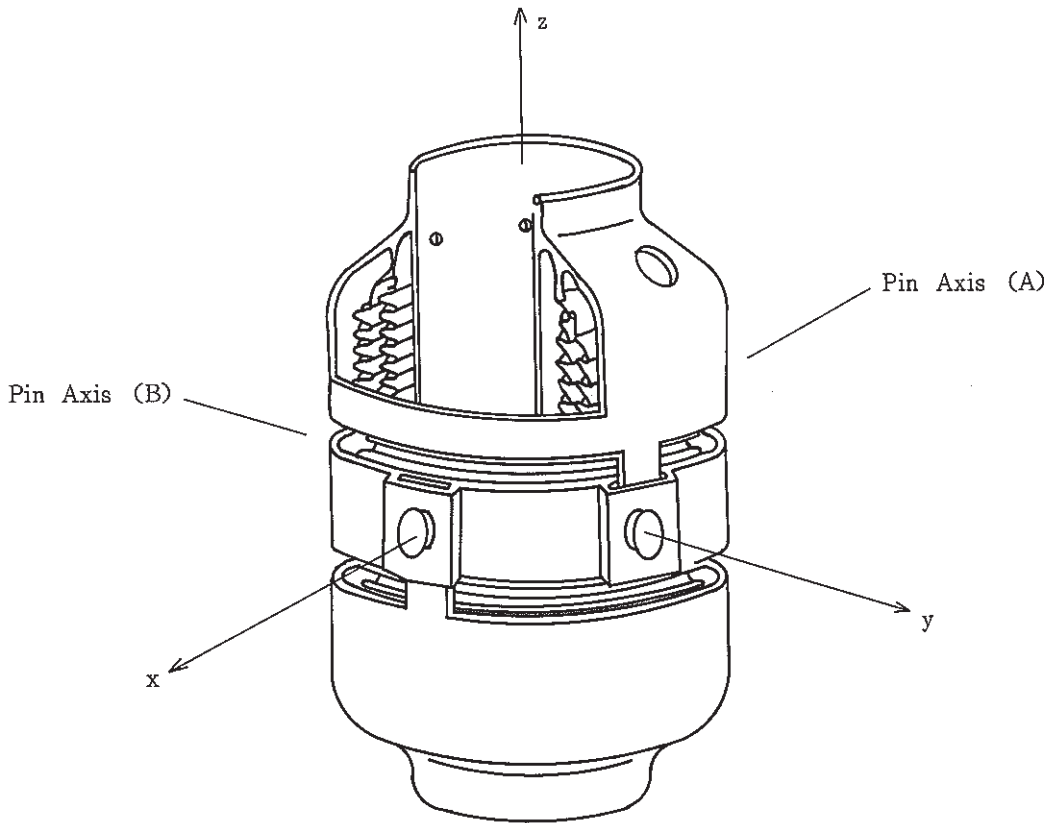
$$2\theta_A \theta_B = \theta_b^2 - (\theta_A - \theta_B)^2, \quad (\theta_A, \theta_B \geq 0) \quad (\text{I-5})$$

ベローズにかかる曲げ θ_b を一定とすると、 θ_A と θ_B が等しいとき、ねじり θ_t は最大となる。

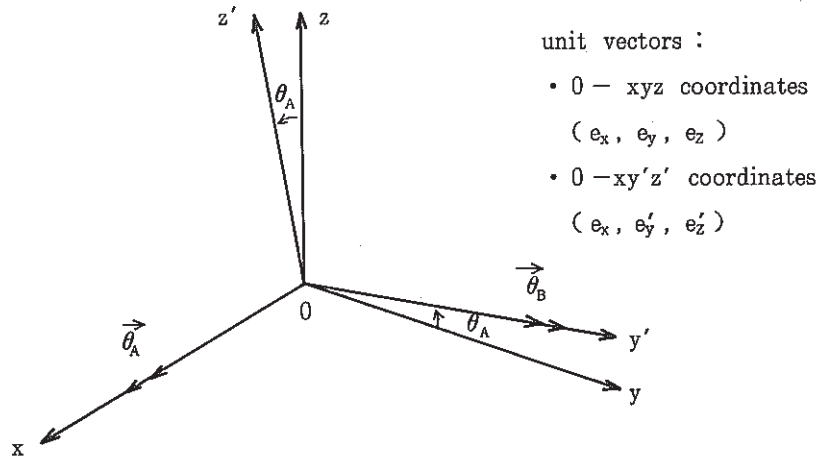
$$\theta_{t, \max} = \frac{1}{2} \theta_b^2 \quad (\theta_A = \theta_B) \quad (\text{I-6})$$

ジンバル型ベローズ継手を配管系に適用する場合、2 組のピン軸まわりに曲げ角度が均等

に配分されるように設置するのは、ベローズに負荷されるねじりを極力押える上から、望ましくない。配管系の解析から、ベローズ継手位置での曲げの主方向を評価し、2組のピン構造のうちいずれか一方で主に曲げを吸収するようにすべきである。



Constitution of Gimbal-Type Expansion Joint



Rotation Degrees of Freedom

Fig. I - 1 Movements of Gimbal-Type Expansion Joint

付録 II

ねじりと軸力（圧力）の組合せ荷重下での
ベローズの座屈

ベローズは変位吸収要素として曲げや引張り圧縮などの変位を受け、しかも流体バウンダリとして圧力を保持する。従って、ベローズのねじりに対する強度を論じる場合には、ねじり以外の荷重との組合せを考慮することも重要である。しかしながら、組合せ荷重下で厳密にベローズの座屈を理論的に扱うことはかなり複雑であり、また数値解析による場合も高度な技術が要求される。

ここでは、一例として、ねじりと軸圧縮力が重畳する場合を取上げる。この場合、2章の基礎微分方程式（式（2-1）、（2-2））は、次の通りとなり、これを解くことによって座屈荷重が求められる。

$$E I = \frac{d^2 v}{d x^2} = -M_t \frac{d w}{d x} + \underline{M_{F_y} - F_a v} \quad (\text{II-1 a})$$

$$E I = \frac{d^2 w}{d x^2} = M_t \frac{d v}{d x} + \underline{M_{F_z} - F_a w} \quad (\text{II-1 b})$$

ここで、 F_a はベローズにかかる軸圧縮力である。

Newell¹⁾はこの問題についてBeckの論文を引用しているが、Beckは上の微分方程式を解いて、座屈に対するねじりと軸力のインタラクションカーブを与えている。

Newellはベローズを単純なコラムとみなした場合、内圧座屈強度が、ちょうどピッチ径の円面積に圧力をかけた場合に生じる荷重が軸圧縮座屈強度に置きかわることから、ベローズの内圧とねじりの重畳座屈を考えている。ただし、内圧座屈の場合は比較的理論と解析は良く一致するが、軸圧縮座屈については単純なコラム座屈理論は実際より高い荷重を与え、相当山数が多くなると実際の挙動に一致しない。この点については付録IIの補遺に述べる。

単純なコラムとみなした場合、ベローズの軸圧縮座屈荷重 F_a は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} F_a &= \frac{4 \pi^2 E I}{L^2} \quad (\text{両端固定}) \\ &= \frac{\pi^2 f_{iu} \cdot d_p^2}{2 q N^2} \end{aligned} \quad (\text{II-2})$$

記号は2章（式（2-42））の定義に従う。

ねじり座屈トルク M_t は式（2-42）で与えられる。再記すると、

$$\begin{aligned} M_t &= 2.861 \pi \frac{E I}{L} \\ &= 0.3576 \pi \frac{f_{iu} \cdot d_p^2}{N} \end{aligned} \quad (\text{II-3})$$

ここで、軸力 F_a とねじりモーメント M_t を式 (II-2), (II-3) によって無次元化して次の形にしておく。

$$f_a = \frac{L^2}{\pi^2 E I} F_a \quad (\text{II-4 a})$$

$$m_t = \frac{L}{\pi E I} M_t \quad (\text{II-4 b})$$

更に、

$$\begin{aligned} \frac{m_t}{f_a} &= \frac{\pi}{L} \cdot \frac{M_t}{F_a} \\ &= \frac{\pi}{q N} \cdot \frac{M_t}{F_a} \end{aligned} \quad (\text{II-5})$$

ねじりと軸荷重重畳下の座屈解析の例として5章のTable 5-1の中のケース1-6のペローズを取上げる。ねじりと軸力の組合せでの固有値解析を行う場合、Table 5-2に示される境界条件において、上端の $\{u\}^0$ の u_z 自由度の拘束を取去り、この方向に荷重を負荷すればよい。解析結果をTable II-1及びFig. II-1に示す。Fig. II-1にはBeckの示したインタラクションカーブを併記している。前述のように軸圧縮座屈荷重が実際には単純なコラム理論よりも低いため、解析は理論曲線より低目に出ている。

—補遺—

ベローズの軸圧縮座屈について

ベローズの軸圧縮座屈の前に円筒の軸圧縮座屈について触れておく。軸圧縮力を受ける円筒の座屈挙動の中で今対象としているコラム型の座屈に絞って考える。非常に長い円筒の場合はオイラーのコラム座屈理論によく一致するが、円筒が短くなるにつれてせん断変形が大きくなり、単純なコラム座屈理論から得られる値よりも低い値で座屈する。

両端固定円筒の場合、Euler のコラム座屈式は、

$$F_E = 4 \pi^2 E I / L^2 \quad (a)$$

Flüggeは、シェルとして円筒の座屈を一般的に展開している。

これによると、コラム型の座屈モードについては、次式から座屈荷重が求まる。

$$F_E = 2 \pi R D \left\{ (1 - \nu^2) \lambda^4 + k \left[(\lambda^2 + m^2)^4 - 2 (\nu \lambda^6 + 3 \lambda^4 m^2 + (4 - \nu) \lambda^2 m^4 + m^6) + 2 (2 - \nu) \lambda^2 m^2 + m^4 \right] \right\} / \left[\lambda^2 (\lambda^2 + m^2)^2 + \lambda^2 m^2 \right] \quad (b)$$

ここで、

$$\left. \begin{aligned} D &= \frac{E t}{1 - \nu^2} \\ k &= \frac{t^2}{12 R^2} \\ \lambda &= \frac{\pi n R}{L} \end{aligned} \right\} \quad (c)$$

R : 円筒半径, t : 肉厚, L : 円筒長さ

E : 縦弾性係数, ν : ポアソン比, I : 断面2次モーメント

m : 円周方向モードの次数

n : 軸方向モードの次数

両端固定最低次モードに対しては、 $n = 2$ 、コラム型（円断面）モードに対しては、 $m = 1$ となることを考慮すると、

$$F_F = 2 \pi R D \left\{ (1 - \nu^2) \lambda^4 + k \left[(\lambda^2 + 1)^4 - 2 (\nu \lambda^6 + 3 \lambda^4 + (4 - \nu) \lambda^2 + 1) + 2 (2 - \nu) \lambda^2 + 1 \right] \right\} / \left[\lambda^2 (\lambda^2 + 1)^2 + \lambda^2 \right] \quad (b)'$$

$$\lambda = \frac{2 \pi R}{L} \quad (c)'$$

更に、極細長い円筒として、 $\lambda \ll 1$ とすると、

$$F_F \approx \frac{4 \pi^2 E I}{L^2}, \quad I = \pi R^3 t$$

となり、式 (a) に一致する。

また、せん断変形を考慮した場合の曲げ剛性 $(E I)_s$ は、中央に集中荷重を受ける両端固定はりの場合、近似的に次式で表せる。¹¹⁾

$$(EI)_s = EI / \left(1 + 48 k' \frac{EI}{AGL^2} \right) \quad (d)$$

ここで, k' : せん断係数

A : 断面積

$$G : \text{横弾性係数} \quad \left(G = \frac{E}{2(1+\nu)} \right)$$

薄肉中空円筒の場合,

$$\left. \begin{aligned} A &= 2\pi R t, \quad I = \pi R^3 t \\ k' &= 2 \end{aligned} \right\} \quad (e)$$

となり, 式 (d) は,

$$(EI)_s = EI / \left(1 + \frac{96(1+\nu)R^2}{L^2} \right) \quad (d)'$$

式 (a) の曲げ剛性 EI のかわりに式 (d)' を用いると,

$$F_{ME} = \frac{4\pi^2 EI}{L^2 (1 + 96(1+\nu)R^2/L^2)} \quad (f)$$

Fig. II-2 は, 図中に示す仕様の円筒の軸圧縮座屈について, ベローズのねじり座屈解析に用いた NAXSHEL3 による解析結果と式 (a), 式 (b)' 及び式 (f) による評価結果をプロットしたものである。横軸は, 円筒の長さとの比 (L/R), 縦軸は解析及び各式による座屈荷重と Euler 座屈荷重の比である。 L/R の増加とともに Euler 座屈荷重に漸近することがわかる。

さて, ベローズの軸圧縮座屈の場合も, 山数がそれほど多くない領域では単純なはりとしての扱いに限界が生じるものと考えられる。しかしながら, ベローズのように形状が複雑になると円筒の場合よりも一層複雑となり, 理論式あるいは簡易式を組立てることはかなり難しいように思われる。Fig. II-3 は, 図中に示す仕様のベローズについて NAXSHEL3 を用いて解析を行った結果を Euler 座屈荷重との比としてプロットしたものである。山数の増加, つまり長さの増加につれて Euler の座屈荷重に漸近する様子がわかるが, 30 山で Euler 座屈荷重の約 65% であり, 両者の隔たりは先の円筒の例よりも大きい。特に, 直管型ベローズ継手 (軸変位吸収型) を設計する場合には, この点に十分注意する必要がある。

Table II - 1 Analysis Results of Combined Buckling by Axial Compression and Torsion

m_t / f_a	f_a	m_t
0	3. 1 8 7	0.
1 / 3	2. 6 4 1	0. 8 8 0
1	1. 6 7 8	1. 6 7 8
∞	0	2. 8 7 2

Specification of Bellows (Case No. 1 - 6)

- Diameter : $d = 1100$ mm
- Pitch : $q = 50$ mm
- Height : $H = 60$ mm
- Thickness : $t = 2$ mm
- Number of Convolution : $N = 30$
- Young's Modulus : $E = 1.98 \times 10^4$ kg/mm²
- Poisson's Ratio : $\nu = 0.266$

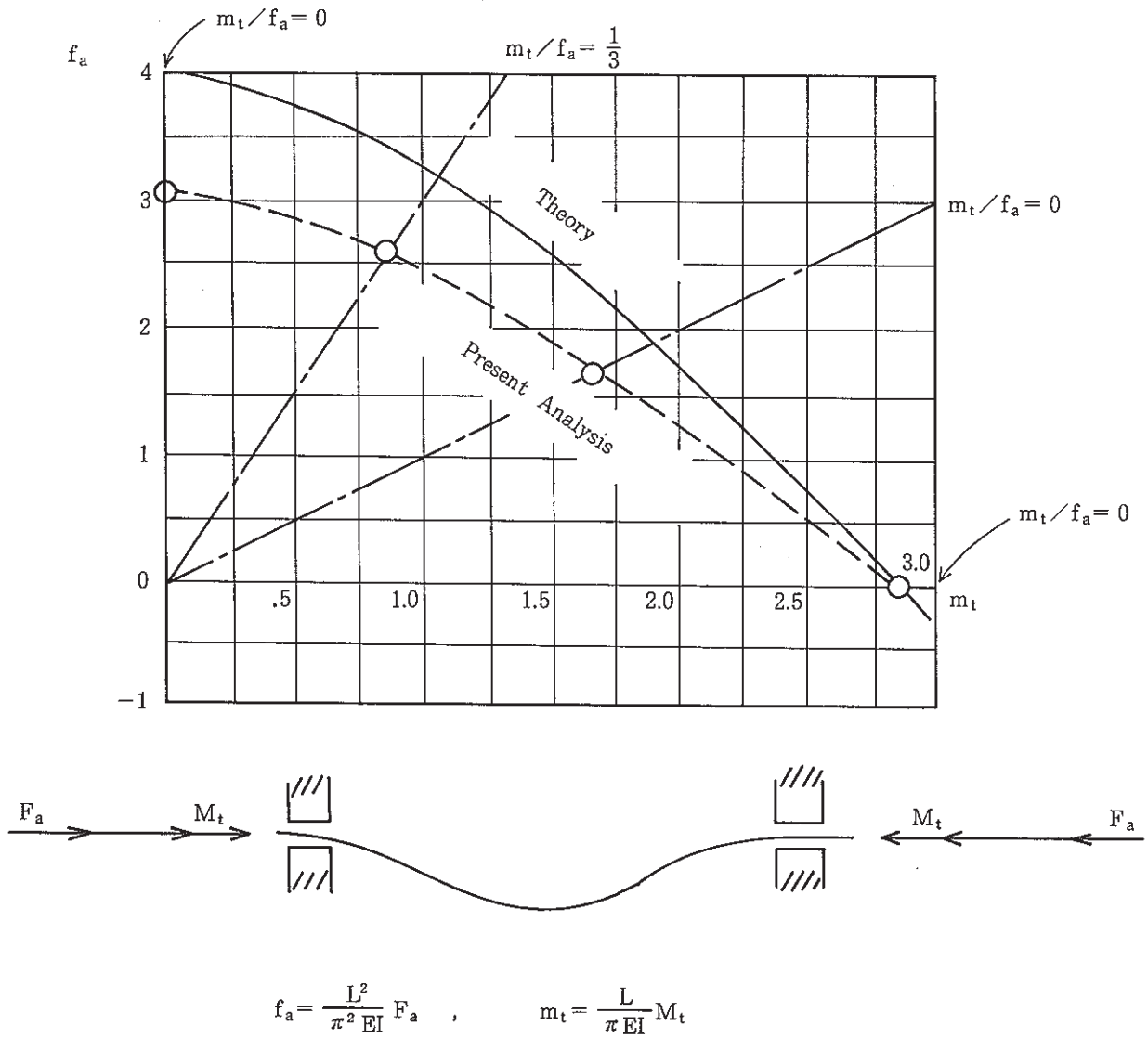


Fig. II - 1 Analysis Results of Combined Buckling by Axial Compression and Torsion

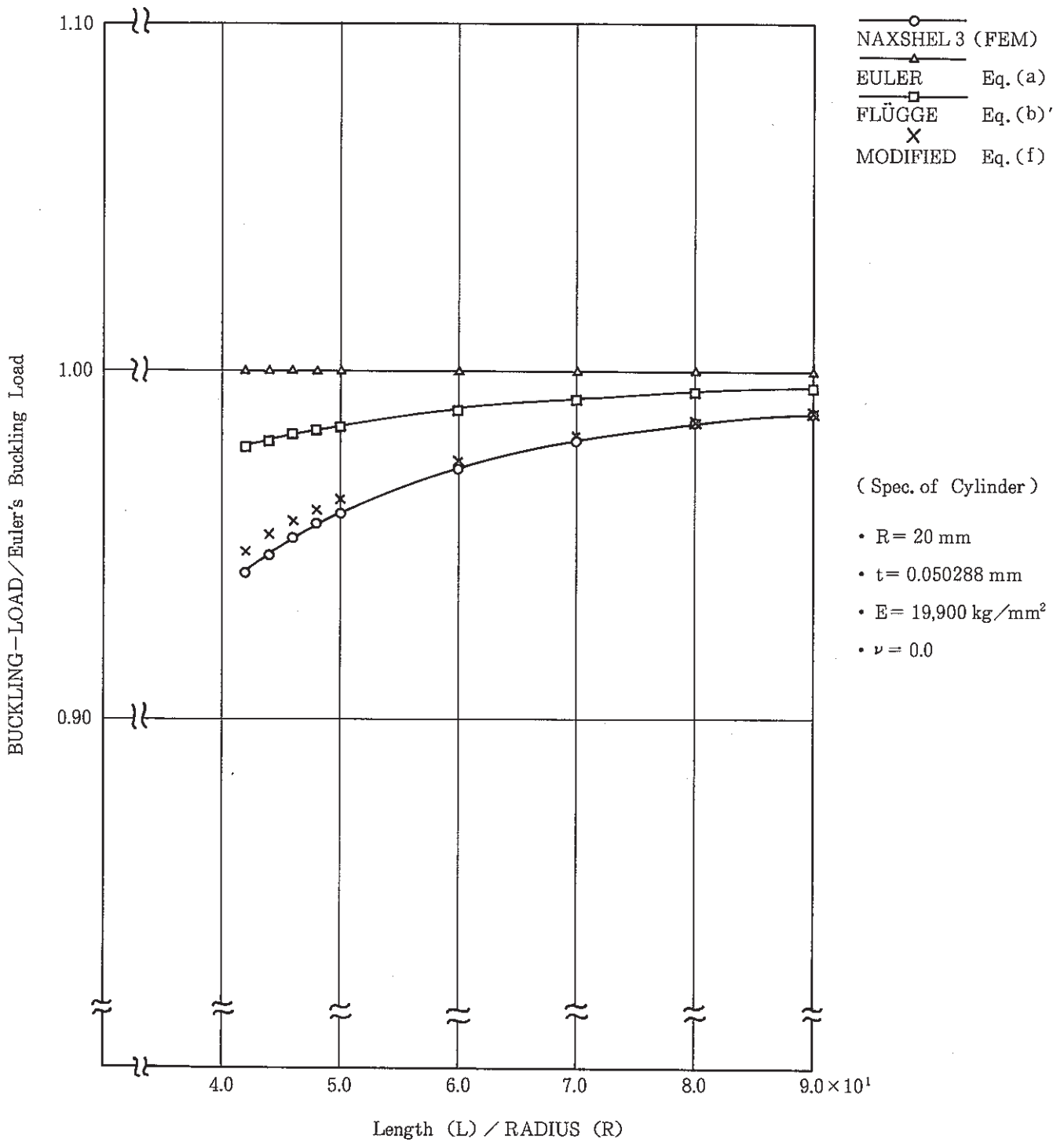


Fig. II-2 Buckling Analysis of Cylinder Under Axial Compression

Spec. of Bellows :

Diameter : $d = 301$ mm
Thickness : $t = 0.5$ mm
Height : $H = 18$ mm
Pitch : $q = 16$ mm
End tangent length : $l_t = 10$ mm

Young's Modulus : $E = 19,900$ kg/mm²
Poisson's Ratio : $\nu = 0.3$

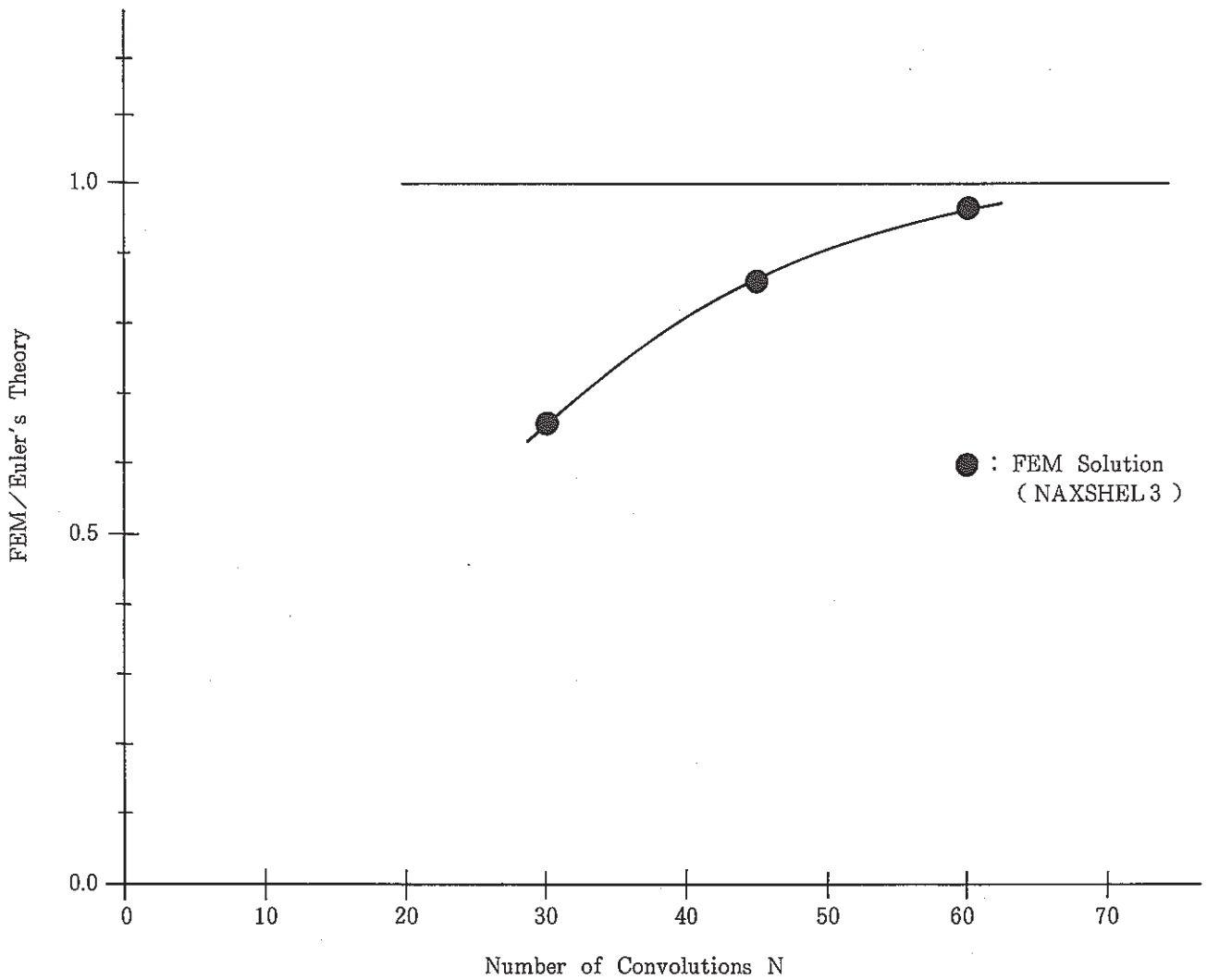


Fig.II-3 Buckling Analysis of Bellows under Axial Compression

付録 III

入力データサンプル (ケース 1 - 6)

参考のため、ケース 1 - 6 の入力データのイメージを Fig. III - 1 に示す。

	0	1	2	3	4	5	6	7	8
00000001	FINAS								
00000002	STATIC	E							
00000003	WDATA CHECK								
00000004	NOPRINT	DESC							
00000005	DEVELOPER								
00000006	TITLE	CASE 12413D (30 PITCH BELLOWS)							
00000007	CONTROL								
00000008	BUCKLING	6	5.0E-3				1		
00000009	MODEL								
00000010	**** NODE AND CONNECTION ****								
00000011	*								
00000012	NODE								
00000013	**NLOOP1	30	96	0.000	50.000				
00000014	1			550.000	0.000				
00000015	2			550.347	1.089				
00000016	3			550.190	2.171				
00000017	4			550.426	3.235				
00000018	5			550.754	4.275				
00000019	6			551.171	5.283				
00000020	7			551.675	6.250				
00000021	8			552.260	7.170				
00000022	9			552.924	8.035				
00000023	10			553.661	8.839				
00000024	11			554.465	9.576				
00000025	12			555.330	10.239				
00000026	13			556.250	10.825				
00000027	14			557.217	11.329				
00000028	15			558.225	11.746				
00000029	16			559.265	12.074				
00000030	17			560.329	12.310				
00000031	18			561.410	12.452				
00000032	19			562.500	12.500				
00000033	20			565.417	12.500				
00000034	21			568.333	12.500				
00000035	22			571.250	12.500				
00000036	23			574.167	12.500				
00000037	24			577.083	12.500				
00000038	25			580.000	12.500				
00000039	26			582.917	12.500				
00000040	27			585.833	12.500				
00000041	28			588.750	12.500				
00000042	29			591.667	12.500				
00000043	30			594.583	12.500				
00000044	31			597.500	12.500				
00000045	32			598.589	12.548				
00000046	33			599.670	12.690				
00000047	34			600.735	12.926				
00000048	35			601.775	13.254				
00000049	36			602.783	13.671				
00000050	37			603.750	14.175				
00000051	38			604.670	14.761				
00000052	39			605.535	15.424				
00000053	40			606.339	16.161				
00000054	41			607.075	16.965				
00000055	42			607.739	17.830				
00000056	43			608.325	18.750				
00000057	44			608.829	19.717				
00000058	45			609.246	20.725				
00000059	46			609.574	21.765				
00000060	47			609.810	22.829				
00000061	48			609.952	23.911				
00000062	49			610.000	25.000				
00000063	50			609.952	26.089				
00000064	51			609.810	27.171				
00000065	52			609.574	28.235				
00000066	53			609.246	29.275				
00000067	54			608.829	30.283				
00000068	55			608.325	31.250				
00000069	56			607.739	32.170				
00000070	57			607.075	33.035				
00000071	58			606.339	33.839				
00000072	59			605.535	34.576				
00000073	60			604.670	35.239				
00000074	61			603.750	35.825				
00000075	62			602.783	36.329				
00000076	63			601.775	36.746				

Fig. III - 1 (1 / 3) Input Data Sample (Case No. 1 - 6)

	0	1	2	3	4	5	6	7	8
0000077	64		600.735	37.074					
0000078	65		599.670	37.310					
0000079	66		598.589	37.452					
0000080	67		597.500	37.500					
0000081	68		594.583	37.500					
0000082	69		591.667	37.500					
0000083	70		588.750	37.500					
0000084	71		585.833	37.500					
0000085	72		582.917	37.500					
0000086	73		580.000	37.500					
0000087	74		577.083	37.500					
0000088	75		574.167	37.500					
0000089	76		571.250	37.500					
0000090	77		568.333	37.500					
0000091	78		565.417	37.500					
0000092	79		562.500	37.500					
0000093	80		561.410	37.548					
0000094	81		560.329	37.690					
0000095	82		559.265	37.926					
0000096	83		558.225	38.254					
0000097	84		557.217	38.671					
0000098	85		556.250	39.175					
0000099	86		555.330	39.761					
0000100	87		554.465	40.424					
0000101	88		553.661	41.161					
0000102	89		552.924	41.965					
0000103	90		552.260	42.830					
0000104	91		551.675	43.750					
0000105	92		551.171	44.717					
0000106	93		550.754	45.725					
0000107	94		550.426	46.765					
0000108	95		550.190	47.829					
0000109	96		550.047	48.911					
0000110	**END1								
0000111	2881		550.000	1500.000					
0000112	+								
0000113	CONNECTION								
0000114	1 1 1 1	1 2 3				1440	2		
0000115	ELEMENT TYPE								
0000116	1 MAXSHEL3	1 1							
0000117	GEOMETRY								
0000118	1 1 2.00								
0000119	MATERIAL								
0000120	1								
0000121	E		1.98E4						
0000122	NU		0.266						
0000123	BOUNDARY								
0000124	1								
0000125		1		2 4					
0000126		1		5 8					
0000127		1		9 12					
0000128		2881		2					
0000129		2881		4					
0000130		2881		5 8					
0000131		2881		9 12					
0000132	FORCE								
0000133	1								
0000134		2881		0.0	0.0	1000000.0			
0000135	HISTORY								
0000136	INTERVAL								
0000137	BOUN	1	0.00						
0000138	FORC	1	1.00						
0000139	BUCKLING								
0000140	END MODEL								
0000141	OUTPUT								
0000142	PRINT SELECT								
0000143	**** EH=48*H -47,-36,-24,-12 ****								
0000144	ESET2	1	1 1393 48	17 1404	48	34 1416	48	52 1428	48
0000145	IPSET1	2	19 23 27						
0000146	ELM	1	2						
0000147	REAC	NONE							
0000148	ELFO	NONE							
0000149	DISP	NONE							
0000150	MODE	NONE							
0000151	POST TAPE								
0000152	ELN	NONE NONE							

Fig. III - 1 (2/3) Input Data Sample (Case No 1 - 6)

	0	1	2	3	4	5	6	7	8
00000153	DISP	NONE							
00000154	REAC	NONE							
00000155	ELFO	NONE							
00000156	MODE	ALL							
00000157	END OUTPUT								
00000158	END FINAS								

Fig. III - 1 (3 / 3) Input Data Sample (Case No. 1 - 6)

参考文献

- 1) J.F. Newell, Some Stability and Deflection Problems Associated with Bellows, Univ. California, Los Angeles, May, 1962.
- 2) Standards of the Expansion Joint Manufacturers Association, Inc. (EJMA), 5th ed., 1980.
- 3) 月森他, ベローズの解析のための簡易計算手法 (1986年12月),
(PNC SN9410 86-128)
- 4) H. Takatsu et al., Experimental Evaluation of Torsional Fatigue Strength of Welded Bellows and Application to Design of Fusion Device, J. Nuclear Sci. & Technol., Vol. 21, No. 5, pp341-355, May, 1984.
- 5) 渡部, 大坪, U形ベローズの応力解析とねじり座屈解析, 日本機械学会論文集 (A編) 52巻475号, P 765-772 (昭61-3)。
- 6) 軸対称殻の非軸対称座屈解析法の開発報告書 (作成中)。
- 7) 汎用非線形構造解析システム F I N A S 使用説明書 V 1 0 . 0 (1987年9月)
(PNC N9520 87-004)
- 8) 高速原型炉高温構造設計方針 材料強度基準等 (1984年9月),
(PNC N241 84-08 (2))
- 9) I C A N 使用説明書, センチュリリサーチセンタ (1986年)
- 10) W. Flügge, Stress in Shells, 2nd ed., Springer-Verlag (1973).
- 11) 例えば, 中原一郎, 材料力学上巻, 養賢堂 (1974)。